



TUGAS AKHIR – TM145502

**ANALISIS EFFECTIVENESS SECONDARY
SUPERHEATER PLTU UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK
DENGAN VARIASI PEMBEBANAN**

**HANIF FARRAS
NRP 2112 030 023**

**Dosen Pembimbing
Giri Nugroho, ST., MSc.**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III REGULER
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
2015**



FINAL PROJECT – TM145502

**EFFECTIVENESS ANALYSIS OF SECONDARY
SUPERHEATER POWER GENERATION UNIT 4
PT.PJB UP GRESIK WITH VARIATION OF
LOAD**

**HANIF FARRAS
NRP 2112 030 023**

**Counsellor lecture
Giri Nugroho, ST., MSc**

**DIPLOME III REGULER
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology Surabaya
2015**

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS *EFFECTIVENESS SECONDARY* SUPERHEATER PLTU UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK DENGAN VARIASI PEMBEBANAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

HANIF FARRAS
NRP. 2112030023

Menyetujui,
Dosen Pembimbing Tugas Akhir



Giri Nugroho, ST., M.Sc
NIP. 19791029 201212 1 002

SURABAYA
JULI 2015

**ANALISIS EFFECTIVENESS SECONDARY
SUPERHEATER PLTU UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK
DENGAN VARIASI PEMBEBANAN**

Nama Mahasiswa	: Hanif Farras
NRP	: 2112030023
Jurusan	: D III Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing	: Giri Nugraha, ST., M.Sc

Abstrak

Boiler merupakan bejana tertutup dimana panas pembakaran dialirkan ke air sampai terbentuk air panas atau steam. Superheater merupakan alat yang berfungsi untuk menghilangkan kadar air dalam uap dengan cara menaikkan temperatur uap jenuh sampai menjadi uap panas lanjut (superheated vapour) yang kemudian di uap panas lanjut ini di alirkan untuk memutar turbin. Mengetahui peran boiler yang penting bagi efisiensi siklus, maka perlu dilakukan analisis performa boiler pada PLTU Unit 4 untuk mengetahui rata-rata tingkat effectiveness tertinggi pada setiap pembebanan (50%, 75% dan 100%). Dengan demikian di ketahui efektivenes terbaik bada pembebanan tersebut.

Berdasarkan hasil perhitungan dan pembahasan effectiveness Secondary Superheater, dengan data yang diambil dalam tugas akhir ini adalah data rata-rata kondisi aktual boiler kondisi sekarang. Sedangkan metode yang digunakan untuk menghitung laju perpindahan pans adalah dengan Number of Transfer Unit. Dari hasil hasil perhitungan diketahui bahwa rata-rata tingkat effectiveness tertinggi berada pad pembebanan 50% dengan rata-rata nilai NTU 0,831003428, Cr 0,310407097 dan Cr 0,837685402.

Kata Kunci : *Superheater, NTU, Boiler,, Effectiveness, Perbedaan Pembebanan.*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**EFFECTIVENESS ANALYSIS OF SECONDARY
SUPEHEATER POWER GENERATION UNIT 4 PT. PJB UP
GRESIK WITH VARIATION OF LOADING**

Student's Name : **Hanif Farras**
NRP : **2112030023**
Major : **D3 Mechanical Engineering FTI-ITS**
Counselor Lecturer : **Giri Nugroho, ST., MSc.**

Abstract

Boiler is a closed vessel in which the combustion heat transferred to water until it becomes heated water or steam. Superheater is a tool that serves to remove the water content in the vapor by raising the temperature of saturated steam to be further hot steam (superheated vapor, which is then further steam is piped to turn turbines. Knowing that an important role for the efficiency boiler cycles, it is necessary to analyze the performance of the boiler at the power plant unit 4 to determine the average highest level of effectiveness in every load (50%, 75% dan 100%). Thus to know the best effectiveness of the loading it.

Based on calculation and discussions effectiveness boiler, with data taken in this thesis is the average data of actual boiler condition sekarang conditions. While the methods used to calculate the rate of displacement pans is the Number of Transfer Unit. From the results of the calculation result is known that on average the highest level of effectiveness is at a loading of 50% with an average value of NTU 0,831003428, Cr 0,310407097 and Cr 0,837685402.

Keywords : *Boiler, Efficiency, Effectiveness, Imposition difference.*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran ALLAH SWT yang telah melimpahkan karunia, rahmat serta hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **ANALISIS EFEKTIVITAS SECONDARY SUPERHEATER PLTU UNIT 4 PT.PJB UP GRESIK DENGAN VARIASI PEMBEBANAN.**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3 Teknik Mesin Reguler, Fakultas Teknologi Industri, Intitut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Terlaksananya dan tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerjasama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat didalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Giri Nugroho, ST.,MSc selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini. Dan sekaligus sebagai Dosen Wali yang telah memberikan gambaran, motivasi dan bantuan dalam menempuh perkuliahan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS
3. Tim doseng penguji (Bapak Giri Nugroho, ST.,MSc, Bapak Ir.Joko Sarsetiyanto, MT, Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST.,MT.,PhD, dan Bapak Dr.Ir.Bambang Sampurno, MT) yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
4. Ibu Liza Rusdiyana, ST.,MT selaku koordinator tugas akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS

5. Bapak Ali, Bapak kurniawan, mas awang dan segenap karyawan PT. PJB UP Gresik yang telah membantu dalam pengambilan data dan penyelesaian Tugas Akhir ini.
6. Bapak/Ibu dosen dan seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan membantu selama perkuliahan.
7. Untuk Bapak, Ibu, Mas Fajar, Adek Thifal dan Yafi'. Terima kasih atas dukungan dan doanya
8. Untuk partner TA paling sangar (Dedy, rana, anin) *Thanks for the moment, support and forbearance.*
9. Untuk teman-teman D3 Teknik Mesin ITS 2012, Warga D3MITS. Terima kasih atas kebersamaan dan kerjasamanya selama ini, semoga bermanfaat dan sukses untuk kita semua.
10. Serta berbagai pihak yang belum tertulis, tetapi sangat berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari ALLAH SWT.

Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, penulis berharap Tugas Akhir ini dapat terus dikembangkan dan disempurnakan lebih lanjut.

Surabaya, juni 2014

Penulis

DAFTAR ISI

JUDUL	i
TITLE PAGE	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Manfaat Penelitian	2
1.5 Batasan Masalah	3
1.6 Metode Penulisan	3
1.7 Sistematika Penulisan	4

BAB II DASAR TEORI

2.1 Definisi Boiler	7
2.2 Tipe Boiler	8
2.3 Klasifikasi Boiler PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik	13
2.4 Sistem Kerja dan Komponen Utama Boiler PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik	14
2.4.1 Sistem Air Pengisi Boiler	15
2.4.1.1 Komponen Utama Sistem Air Pengisi Boiler	16
2.4.2 Sistem Uap Boiler	17
2.4.2.1 Komponen Utama Sistem Uap Boiler	18
2.4.3 Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler	19
2.4.3.1 Komponen Utama Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler	19
2.5 Sistem Bahan Bakar Boiler	20
2.6 Pembakaran Bahan Bakar	21
2.7 Analisis Termodinamika	24
2.7.1 Siklus Rankine	24

2.7.2	Hukum Kekekalan Massa	25
2.8	Perpindahan Panas	27
2.8.1	Persamaan Dasar Perpindahan Panas	27
2.8.2	Prinsip-prinsip Perpindahan Panas	27
2.8.2.1	Perpindahan Panas Konduksi	28
2.8.3	Analisis Perpindahan Panas	29
2.8.3.1	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida diluar Pipa	29
2.8.4	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Didalam Pipa	32
2.8.5	Overall Heat Transfer	33
2.9	The Effectiveness Number of Transfer Unit (NTU)	34

BAB III METODOLOGI

3.1	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	37
3.2	Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	38
3.2.1	Tahap Identifikasi	38
3.2.2	Tahap Pengumpulan Data	38
3.2.3	Tahap Pemberian kesimpulan dan Saran	39
3.3	Diagram Alir Perhitungan	40

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1	Data Secondary Superheater PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik	43
4.2	Perhitungan Stokiometri Kebutuhan Udara	44
4.2.1	Perhitungan Stokiometri Udara yang Dibutuhkan untuk Pembakaran Natural Gas	45
4.2.2	Perhitungan Kandungan CO ₂ Teoritis	47
4.2.3	Perhitungan Unsur-unsur Gas Buang dan Udara Berlebih (Excess Air).....	47
4.2.4	Perhitungan % Volum CO ₂ Teoritis Dalam Gas Buang Kering	48
4.3	Perhitungan Koefisien Perpindahan Didalam Tube	51
4.4	Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Diluar Tube	52
4.5	Perhitungan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	56
4.6	<i>Effectiveness</i>	56
4.6.1	Perhitungan <i>Heat Capacity</i>	56

4.6.2 Perhitungan NTU dan <i>Effectiveness</i>	57
4.7 Analisa Hasil Perhitungan	61

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	62
5.2 Saran	62

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konstanta persamaan <i>Zhukauskas</i>	31
Tabel 2.2 Perumusan <i>effectiveness heat exchanger</i>	35
Tabel 4.1 Data Analisis Bahan Bakar Boiler Unit 4	46
Tabel 4.2 Data analisis gas buang boiler unit 4 pada sisi keluar <i>economizer</i>	47
Tabel 4.3 Data analisis gas buang boiler unit 4 pada saluran sisi keluaran <i>air heater</i>	47
Tabel 4.4 Berat atom dan molekul	47
Tabel 4.5 Properties Flue gas	54
Tabel 4.6 Properti Pr	56
Tabel 4.7 Data steam setiap pembebebanan <i>Secondary superheater</i>	56
Tabel 4.8 Data Flue Gas Setiap Pembebanan <i>Secondary Superheater</i>	57
Tabel 4.9 Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Didalam Tube <i>Secondary Superheater</i>	57
Tabel 4.10 Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Diluar Tube <i>Secondary Superheater</i>	58
Tabel 4.11 Data Hasil Perhitungan NTU pada <i>Secondary Superheater</i>	58
Tabel 4.12 Data Hasil Perhitungan <i>Effectiveness (ϵ) Secondary Superheater</i>	58

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Fire Tube Boiler</i>	9
Gambar 2.2 <i>Water Tube Boiler</i>	11
Gambar 2.3 Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik	14
Gambar 2.4 Boiler Sistem	15
Gambar 2.5 Sistem Udara Pembakaran dan Flue Gas	21
Gambar 2.6 Segitiga Pembakaran	21
Gambar 2.7 Reaksi Pembakaran Bahan Bakar	22
Gambar 2.8 Pembakaran Sempurna, Baik dan Tidak Sempurna	24
Gambar 2.9 Siklus Rankine	25
Gambar 2.10 Model perpindahan panas konduksi Konveksi, dan radiasi	27
Gambar 2.11 Perpindahan panas konduksi pada dinding Datar	28
Gambar 2.12 Aliran Fluida Melintasi (a) Aligned Tube Banks dan (b) Staggered Tube Banks	26
Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	37
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan	43
Gambar 4.1 Grafik <i>Effectiveness</i> pada <i>Secondary Superheater</i>	61

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara berkembang dengan tingkat populasi dan kebutuhan yang tinggi tak terkecuali kebutuhan listrik nasional. Salah satu langkah yang ditempuh untuk memenuhi kebutuhan masyarakat akan sumber energi listrik yaitu mengoptimalkan produksi listrik dari unit pembangkit yang ada di Indonesia yaitu PT. PLN Persero. PT. PJB merupakan anak perusahaan dari PT. PLN Persero yang mana telah banyak di bangun pembangkit-pembangkit listrik di berbagai daerah, misalnya Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA), Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD), Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG), Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU). Pembangkit Listrik Tenaga Uap merupakan pembangkit yang mengandalkan energi kinetik dari uap untuk menghasilkan energi listrik, terdapat tiga tahapan proses, yaitu : pertama, energi kimia dalam bahan bakar diubah menjadi energi panas dalam bentuk uap bertekanan dan temperatur tinggi. Kedua energi panas (uap) diubah menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran. Ketiga energi mekanik diubah menjadi energi listrik. Dalam sistem ini tentunya kita sering mendengar tentang adanya boiler yang merupakan salah satu peralatan utama pada PLTU yang tergolong sebagai bejana tekan berfungsi untuk merubah air menjadi uap melalui proses pemanasan pada pipa-pipa penguap dengan sumber panas yang didapat dari proses kimia pembakaran bahan bakar diruang bakar (furnace).

Boiler merupakan mesin yang memiliki peranan sangat vital disuatu unit pembangkitan, karena boiler merupakan peralatan utama yang di perlukan dalam proses konversi energi panas dari bahan bakar menjadi energi kinetik uap bertekanan dan bertemperatur tertentu. Energi kinetik uap kemudian digunakan untuk menggerakkan *steam turbin* yang satu poros dengan

generator sehingga menghasilkan energi listrik. Oleh karena itu betapa pentingnya peranan boiler dalam sistem pembangkitan energi listrik, maka pengoptimalan efisiensi dari boiler harus dijaga. Seperti halnya boiler pada PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik yang merupakan peralatan utama dalam memproduksi uap sebagai sumber tenaga untuk proses pembangkitan energi listrik di unit pembangkit tersebut. Dalam tugas akhir ini penulis akan melakukan analisa performa boiler unit 4 dengan melakukan perhitungan *effectiveness* secondary superheater saat kondisi operasi sekarang dengan variasi pembebanan yakni pada pembebanan minimum(50%) beban rata-rata(75%) dan beban maksimum(100%) pada komponen boiler di tinjau dari laju perpindahan panasnya. Sehingga dengan menggunakan metode ini dapat diketahui nilai *effectiveness* pada setiap pembebanan dan nilai tertinggi.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, rumusan masalah yang diangkat adalah :

1. Bagaimana perbandingan nilai *effectiveness* yang dihasilkan Secondary Superheater pada masing-masing pembebanan ?
2. Berapa nilai *effectiveness* terbesar dari masing-masing pembebanan ?

1.3 Tujuan Penelitian

Dengan mengacu pada latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui perbandingan nilai *effectiveness* yang dihasilkan boiler pada masing-masing pembebanan
2. Mengetahui nilai *effectiveness* terbesar dari masing-masing pembebanan

1.4 Manfaat Penelitian

Dengan terselesaikannya tugas akhir ini diharapkan dapat menjadi bahan referensi bagi kita semua agar dapat melakukan

inovasi pada bidang pembangkitan, khususnya dalam melakukan tindak lanjut untuk menekan kerugian-kerugian yang terjadi pada boiler serta mapu mendongkrak nilai *effectiveness* menjadi lebih baik lagi sehingga optimalisasi pembangkit dapat terlaksana.

1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas dan tepat pada sasaran, maka pada analisa tugas akhir ini penulis memberikan batasan masalah sebagai berikut :

1. Analisa berdasarkan data desain yang diperoleh dari boiler PT. PJB UP Gresik.
2. Pembahasan ditinjau dari segi perpindahan panas
3. Head losses didalam dan diluar tube diabaikan
4. Pemakaian *fin* dalam perhitungan diabaikan
5. Kondisi aliran didalam dan diluar tube *steady state* dan *steady flow*.
6. Data-data lain yang diperlukan dalam analisa diambil sesuai dengan data perusahaan dan literatur yang relevan
7. Pendinginan menggunakan udara dan perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
8. Membandingkan hasil perhitungan *effectiveness* pada kondisi sekarang dengan pembebanan 50%,75%, dan 100%.

1.6 Metode Penulisan

Metode penulisan analisa *effectiveness* boiler pada PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik antara lain :

1. Studi Literatur
Untuk menambah wawasan perlu studi literatur dengan mempelajari buku-buku tentang boiler, perpindahan panas dan karya ilmiah yang berhubungan dengan masalah yang dihadapi.
2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing dan Mentor
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi/responsi dengan dosen pembimbing.
3. Observasi Data

Melakukan observasi data-data melalui media internet dan dari hasil pengamatan langsung di PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.

4. Analisa Data
Menghitung nilai *effectiveness* dengan menggunakan buku-buku pedoman serta standart acuan yang berlaku untuk perhitungan nilai *effectiveness* boiler.
5. Membuat kesimpulan
Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir, maka dapat diambil kesimpulan mengenai hasil dari analisa tersebut.

1.7 Sistematika Penulisan

Laporan tugas akhir ini terdiri dari 5 bab, berdasarkan penulisan-penulisan tertentu, yang nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisannya adalah sebagai berikut:

1. BAB I PENDAHULUAN
Pada bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Perumusan Masalah, Metode Penulisan dan Sistematika Penulisan.
2. BAB II DASAR TEORI
Pada bab ini berisikan tentang teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum yang berhubungan dengan boiler dan sistem kerjanya, alat bantu pada boiler, siklus rankine PLTU, evaluasi *effectiveness* boiler, teori Perpindahan Panas.
3. BAB III METODOLOGI
Pada bab ini berisikan tentang tahapan dalam mengerjakan tugas akhir dan tahapan dalam melakukan perhitungan-perhitungan yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai *effectiveness* boiler.
4. BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini bersikan tentang perhitungan nilai *effectiveness* boiler pada masing-masing pembebanan menggunakan metode *Number of Transfer Unit* (NTU)

5. BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisikan tentang kesimpulan dari penyusunan tugas akhir dan saran untuk PT. PJB UP Gresik serta untuk penelitian selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Definisi Boiler

Boiler adalah mesin konversi energi yang merupakan suatu kombinasi antara sistem-sistem dan peralatan yang digunakan untuk mengkonversi energi kimia yang terkandung dalam bahan bakar menjadi energi thermal melalui proses pembakaran pada *furnace*. Energi thermal yang dihasilkan kemudian dipindahkan ke fluida kerja yaitu *air/feedwater* untuk memproduksi uap yang dapat digunakan untuk berbagai keperluan. Pemanfaatan boiler pada dunia industri umumnya digunakan untuk mensuplai uap ke sebuah unit *generator* turbin uap sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Selain banyak digunakan pada unit pembangkitan termal khususnya PLTU, boiler juga banyak digunakan pada pabrik-pabrik gula dan kelapa sawit sebagai penyedia uap untuk berbagai proses, seperti: penggerak turbin uap untuk keperluan operasional di pabrik tersebut, cleaning, atomisasi minyak, pemanasan/pengeringan bahan baku, penguapan. Sistem kerja boiler terdiri dari sistem air umpan/air pengisi boiler, sistem uap, sistem bahan bakar serta sistem udara pembakaran dan gas buang (UNEP, 2006). Sistem air umpan menyediakan air untuk boiler secara otomatis sesuai dengan kebutuhan steam. Sistem uap berfungsi mengumpulkan dan mengontrol produksi uap dalam boiler. Sistem bahan bakar merupakan semua peralatan yang digunakan dalam menyediakan bahan bakar untuk menghasilkan energi panas yang dibutuhkan, seperti coal handling system pada boiler berbahan bakar batu bara, oil handling system pada boiler berbahan bakar minyak serta natural gas system pada boiler berbahan bakar natural gas. Sistem udara pembakaran dan gas buang merupakan semua peralatan yang digunakan dalam

menyediakan udara sebagai suplai untuk pembakaran serta membuang dan mengontrol gas hasil pembakaran ke atmosfer.

2.2 Tipe Boiler

Tipe-tipe boiler dapat dibedakan menurut tujuan dan konstruksinya, daerah yang mengalami pemanasan, sumber pemanasnya, sirkulasi airnya, dinding penyangganya (Asmudi, 2004)

Berdasarkan pada tujuan dan konstruksinya boiler dibedakan menjadi enam, yaitu :

1. *Package Boiler*, yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Penggunaan : Proses industri
- Bahan Bakar : Minyak dan Gas
- Kapasitas uap : 220 Ton/Jam
- Desain tekanan : 110 Bar
- Desain temperatur : 500 °C
- Perakitan dilakukan dalam pabrik

2. *Industrial Boiler*, yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :

- Penggunaan : Proses industri, menggerakkan turbin
- Bahan Bakar : Minyak, batu bara dan Gas
- Kapasitas uap : 220 Ton/Jam
- Desain tekanan : 120 Bar
- Desain temperatur : 500 °C
- Perakitan dilakukan dimana Boiler akan digunakan

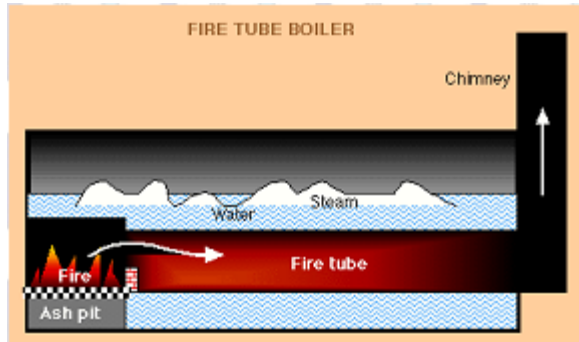
3. *Utility Boiler*, yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :

- Penggunaan : Keperluan pembangkitan listrik
- Bahan Bakar : Minyak, batu bara dan Gas
- Kapasitas uap : 1850 Ton/Jam
- Desain tekanan : 173 Bar

- Desain temperatur : 538°C
 - Perakitan dilakukan dimana boiler digunakan
4. *Circulating Fluidized Bed Boiler*, yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :
- Penggunaan : Proses industri, menggerakkan turbin
 - Bahan Bakar : Padat
 - Emisi : Ramah Lingkungan
 - Kapasitas uap : 800 Ton/Jam
 - Desain tekanan : 120 Bar
 - Desain temperatur : 500°C
 - Perakitan dilakukan dimana boiler digunakan
5. *Supercritical Boiler*, yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :
- Penggunaan : Keperluan Listrik
 - Bahan Bakar : *Pulverized coal*
 - Kapasitas uap : 2500 Ton/Jam
 - Desain tekanan : 253 Bar
 - Desain temperatur : 538°C
 - Efisiensi tinggi, tanpa menggunakan *steam drum*
 - Perakitan dilakukan dimana boiler akan digunakan
6. *Marine Boiler*, yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :
- Penggunaan : Penggerak turbin dalam kapal
 - Bahan Bakar : Padat, minyak dan gas
 - Kapasitas uap : 70 Ton/Jam
 - Desain tekanan : 58 Bar
 - Desain temperatur : 500°C
 - Ruang tempat yang digunakan terbatas (minumum)

Berdasarkan daerah yang mengalami pemanasan, boiler dibedakan menjadi dua yaitu :

1. *Fire Tube Boiler*



Gambar 2.1 *Fire Tube Boiler*

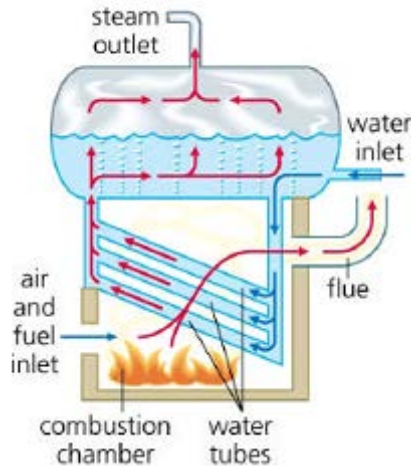
(Sumber : Boiler dan pemanas fluida termis, 2006)

Pada *Fire Tube Boiler*, gas panas melewati pipa-pipa dan air umpan boiler ada didalam shell untuk dirubah menjadi steam. Fire tube boilers biasanya digunakan untuk kapasitas steam yang relative kecil dengan tekanan steam rendah sampai sedang. Sebagai pedoman, fire tube boilers kompetitif untuk kecepatan steam sampai 12.000 kg/jam dengan tekanan sampai 18 kg/cm² (UNEP,2006). Fire tube boilers dapat menggunakan bahan bakar minyak bakar, gas atau bahan bakar padat dalam operasinya. Untuk alasan ekonomis, sebagian besar fire tube boilersdikonstruksi sebagai “paket” boiler (dirakit oleh pabrik) untuk semua bahan bakar.

2. *Water Tube Boiler*

Pada boiler jenis ini, air berada didalam pipa sedangkan gas panas berada diluar pipa. Ketel pipa air dapat beroperasi dengantekanan sangat tinggi (lebih dari 100 Bar). Ketel uap pipa air dapat bekerja optimal apabila sistem-sistem pendukungnya dapat beroperasi secara optimal pula serta sirkulasi air dan uap di dalam ketel juga berlangsung dengan baik. Boiler yang biasa

digunakan pada instalasi pembangkitan tenaga listrik adalah jenis water tube.



Gambar 2.2 *Water Tube Boiler*

(Sumber : Boiler dan pemanas fluida termis, 2006)

Berdasarkan sumber panasnya boiler dibedakan menjadi dua yaitu :

1. Conventional Boiler

Pada boiler konvensional sumber energi panas didapatkan dari hasil pembakaran bahan bakar, baik bahan bakar padat, cair dan gas. Jenis-jenis boiler konvensional yang umumnya digunakan pada pembangkit listrik, antara lain :

- ***Stocker Fired Boiler***

Boiler jenis stocker, pembakaran bahan bakarnya (batubara) ditempatkan diatas rantai seperti rantai tank yang bergerak di sepanjang tungku sehingga batubara terbakar.

- ***PC (Pulverize Combustion) Boiler***

Boiler jenis ini pembakaran bahan bakarnya menggunakan batubara yang telah dihaluskan terlebih dahulu dengan menggunakan mesin mill/pulverizer, kemudian serbuk batubara(pulverized coal) disemprotkan ke ruang bakar sehingga mengapung dan terbakar di tengah-tengah ruang bakar.

2. Heat Recovery Steam Generator

HRSG atau yang juga disebut boiler limbah panas/waste heat boiler, memanfaatkan panas sisa dari proses lain. Seperti halnya HRSG pada instalasi PLTGU yang memanfaatkan energi panas dari gas buang turbin gas (dengan temperatur diatas 500°C) untuk menguapkan feedwater yang mengalir pada pipa-pipa HRSG. Uap yang dihasilkan digunakan untuk memutar turbin yang satu poros dengan generator sehingga menghasilkan energi listrik yang dipararelkan dengan jaringan interkoneksi.(Giuma et al, 2010).

Berdasarkan sirkulasi airnya, boiler dibedakan menjadi dua yaitu :

1. sirkulasi Alami

Boiler tipe sirkulasi alami merupakan boiler yang sirkulasi aliran airnya terjadi secara alamiah tanpa menggunakan pompa sirkulasi, yaitu dengan memanfaatkan perbedaan densitas antara sisi downcomer dengan sisi waterwall tube.

2. Sirkulasi Paksa

Pada boiler tipe sirkulasi paksa, sebuah pompa digunakan untuk mengatur flow rate dan perbedaan tekanan saat sirkulasi.

Berdasarkan dinding penyangganya boiler dibedakan menjadi dua yaitu :

1. *Bottom Supported* yaitu boiler yang menggunakan sandaran dinding dibawah atau terletak di tanah.

2. *Top Supported* yaitu boiler yang menggunakan sandaran dindingatap atau menggantung

2.3 Klasifikasi Boiler PLTU Unit 4 PT,PJB UP Gresik

Pada awal (tahun 1988) boiler pada PLTU unit 1, 2, 3 dan 4 di desain untuk bahan bakar minyak. Pada tahun 1994 boilerdimodifikasi menjadi pembakaran bahan bakar gas (gas firing)maupun kombinasi keduanya, RO dan NG (dual firing). Berikut merupakan spesifikasi boiler PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.

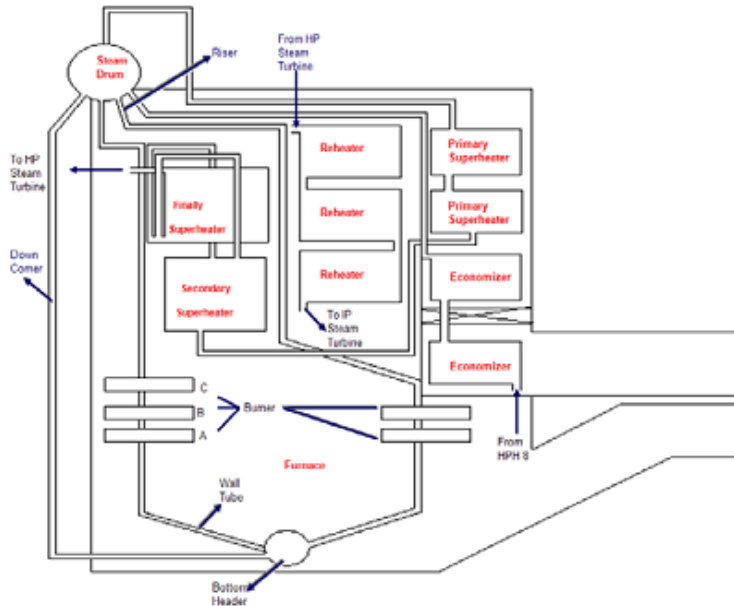
Type	IHI FW SR Single Drum Natural Circulation Reheat Type
Evaporation	643.000 kg/h (at MCR)
Reheat steam flow	523.000 kg/h (at MCR)
Design Pressure	
Boiler, superheater	199 kg/cm ²
Reheater	40 kg/cm ²
Steam conditions	(press x Temp at MCR)
Superheater outlet	174,1 kg/cm ² x 541 °C
Reheat outlet	31,9 kg/cm ² x 541 °C
Reheat inlet	32,9 kg/cm ² x 316 °C
Feed water temperatur	277,9 °C (Economizer Inlet) (at MCR)
Fuel : main	Residual oil, natural gas
: Warm – Up	HSD oil
Tahun pembuatan	1987
Negara pembuat	Tokyo – japan
Produksi	Ishikawajima – harima, heavy industries Co.,ltd
Draught System	Forced draft system



Gambar 2.3 Boiler Unit 4 PT.PJB UP Gresik

2.4. Sistem Kerja dan Komponen Utama Boiler PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik

Sistem kerja boiler terdiri dari sistem air, sistem uap, sistem bahan bakar, sistem udara pembakaran dan gas buang. Dimana dalam setiap sistem kerja, terdapat komponen-komponen utama yang kinerjanya sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja boiler tersebut.



Gambar 2.4 Boiler System
(Sumber : PT.PJB UP Gresik)

2.4.1 Sistem Air Pengisi Boiler

Air pengisi boiler dipompakan oleh boiler feed pump dari deaerator storage tank menuju feedwater heater, air keluaran feedwater heater akan mengalami pemanasan pada economizer dengan memanfaatkan flue gas dari boiler, dimana air diberikan panas sensibel (panas yang hanya digunakan untuk mengubah suhu tanpa mengubah wujud/fase) hingga temperatur air mendekati temperatur jenuhnya. Setelah melewati economizer, air menuju steam drum. Kondisi air dalam steam drum berupa cair jenuh. Dari steam drum, air akan mengalir turun melalui downcomer tube hingga mencapai bottom header. Karena pipa pada boiler membentuk huruf U, maka air akan mengalir ke atas pada Waterwall tube. Pada Waterwall tube, air mengalami

pemanasan hingga mencapai kondisi uap jenuh. Air yang telah menjadi uap jenuh, akan kembali ke steam drum untuk mengalami pemanasan lanjut pada superheater.

2.4.1.1 Komponen Utama Sistem Air Pengisi Boiler

1. Deaerator

Suatu alat pemanas langsung dengan media pemanas uap ekstraksi, artinya uap dan air condensate bersinggungan secara langsung. Disamping untuk memanaskan air, deaerator merupakan suatu alat yang digunakan untuk membuang gas-gas atau oksigen yang terlarut dalam air condensate yakni dengan mempertemukan uap dan air condensate secara langsung sehingga air condensate mendekati titik didihnya, maka dengan begitu gas-gas atau oksigen yg terlarut tersebut akan mudah terlepas dari air condensate dan dibuang ke atmosfer

2. Boiler Feed Pump

Suatu pompa yang digunakan untuk memindah atau mengalirkan air pengisi boiler/feedwater dari deaerator storage tank ke steam drum dan juga digunakan untuk menaikkan tekanan pada feedwater sehingga pada temperatur diatas 100°C feedwater tersebut masih berwujud cair.

3. Feedwater Heater

Peralatan heat exchanger yang digunakan untuk memanaskan air pengisi boiler sebelum masuk ke economizer. Media pemanas yang digunakan pada alat ini adalah dengan menggunakan uap ekstraksi dari turbin tekanan tinggi. Feedwater heater merupakan tipe pemanas tidak langsung, artinya uap dan air pengisi boiler tidak bersinggungan secara langsung.

4. Economizer

Peralatan yang berfungsi sebagai pemanas feedwater sebelum sampai ke drum. Letak economizer ada

didalam boiler bagian belakang atau sisi keluaran gas panas sehingga media pemanas economizer adalah gas panas bekas pembakaran.

5. Steam Drum

Bejana tempat menampung air yang datang dari economizer dan uap hasil penguapan dari waterwall tube (riser). Berfungsi memisahkan air yang akan menuju downcomer dengan uap yang akan menuju superheater, dengan menggunakan peralatan cyclone separator. Selain itu juga berfungsi mengeringkan/mengurangi kelembaban uap yang akan menuju superheater dengan menggunakan peralatan cevron dryer.

6. Downcomer

Merupakan pipa yang berukuran besar, menghubungkan bagian bawah boiler drum dengan bottom header.

7. Header

Header (bottom header) merupakan tempat penampungan air yang berasal dari downcomer.

8. Riser Tube

Merupakan pipa-pipa yang berfungsi untuk menguapkan air umpan boiler. Riser (waterwall tube) juga berguna dalam mencegah penyebaran panas dari dalam furnace ke udara luar.

2.4.2 Sistem Uap Boiler

Uap jenuh yang keluar dari steam drum kemudian dipanaskan lagi di dalam superheater agar menjadi uap panas lanjut. Kemudian uap tersebut diekspansi untuk menggerakkan HP Turbin. Uap hasil ekspansi dari HP Turbin kemudian dilewatkan dalam reheater agar temperatur naik kembali untuk masuk kembali ke dalam IP Turbin. Dimana panas reheater didapatkan dari flue gas. Selain itu, superheater dilengkapi dengan attemperator (*desuperheater*) untuk menjaga temperatur uap serta menghindari terjadinya overheating pada pipa-pipa

superheater, dengan menggunakan spray water. Begitu pula reheater juga dilengkapi dengan dereheater untuk menjaga temperatur uap keluaran reheater.

2.4.2.1 Komponen Utama Sistem Uap Boiler

1. Superheater

Suatu peralatan yang terdiri dari pipa-pipa pemanas, digunakan untuk memanaskan lanjut uap saturasi hingga dihasilkan uap yang benar-benar kering (*superheated steam*). Dibuatnya uap kering/uap panas lanjut ini bertujuan agar sudu-sudu turbin tidak terkikis oleh butiran-butiran air sehingga dapat mengakibatkan sudu turbin rusak. Pada umumnya susunan pemanas uap lanjut ini dibuat bertingkat yakni *primary superheater*, *secondary superheater* dan *final superheater*. Hal ini bertujuan untuk memudahkan pengontrolan temperatur keluarannya, sehingga dapat diperoleh temperatur mainsteam yang diinginkan. Pengontrolan dilakukan dengan cara dispray dengan air menggunakan peralatan attemperator.

2. Reheater

Suatu peralatan yang digunakan untuk memanaskan (menaikan) kembali temperatur uap keluaran boiler/mainsteam setelah melakukan kerja memutar sudu turbin sisi tekanan tinggi (high pressure turbine). Uap panas lanjut yang bertekanan 166 Kg/cm^2 dan bertemperatur 535°C ini, setelah memutar sudu turbin HP maka tekanannya hanya tinggal 31 Kg/cm^2 dan temperturnya 314°C . Uap bekas turbin HP tersebut telah kehilangan energi panasnya, untuk memperoleh energi panasnya kembali maka dilakukan perlakuan reheat sehingga uap tersebut memperoleh panasnya kembali (temperatur : 536°C dan tekanan : 31 Kg/cm^2) untuk memutar sudu turbin IP yang kemudian diteruskan ke sudu turbin LP.

2.4.3 Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler

Udara pembakaran disuplai oleh FD Fan dengan flow dan tekanan tertentu, kemudian udara pembakaran masuk ke SCAH (steam coil air heater) untuk dinaikkan temperaturnya sebelum masuk ke air heater. Setelah melalui SCAH, udara pembakaran masuk ke air heater dan terjadi perpindahan panas antara flue gas dengan udara pembakaran melalui elemen pemanas air heater yang berputar sehingga udara pembakaran temperaturnya naik. Setelah itu udara pembakaran ditampung di windbox dan disuplai ke burner. Gas panas hasil pembakaran kemudian memanaskan pipa-pipa superheater dan reheater kemudian mengalir ke economizer dan air heater. Setelah itu gas buang mengalir ke cerobong/stack

2.4.3.1 Komponen Utama Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler

1. Force Draft Fan

Merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk memasok atau mensuplai udara pembakaran yang akan digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar/furnace.

2. Steam Coil Air Heater

Suatu peralatan yang digunakan untuk memanaskan udara pembakaran sebelum menuju atau masuk ke air heater dengan tujuan agar perbedaan nilai temperatur udara masuk air heater dengan elemen pemanas air heater tidak terlalu tinggi serta mencegah korosi pada sisi cold end akibat adanya pengendapan sulphur. Dalam hal ini dibatasi $\geq 115^{\circ}\text{C}$ (dew point sulphur). (Tim Air Heater PLTU Gresik, 2007:11)

3. Air Heater

Suatu peralatan heat exchanger yang digunakan untuk memanaskan udara pembakaran sebelum digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar dengan memanfaatkan

media pemanas dari gas bekas yang temperaturnya masih cukup panas.

4. Windbox

Merupakan suatu peralatan yang berfungsi sebagai pengumpul udara pembakaran sebelum didistribusikan ke burner. Windbox dilengkapi dengan damper untuk mengatur udara pembakaran yang akan masuk ke burner.

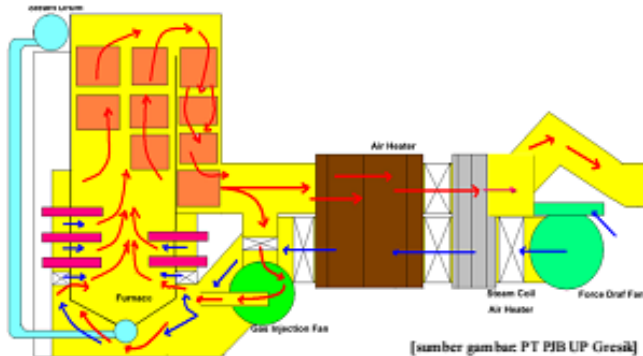
5. Cerobong/Stack

Merupakan peralatan terakhir yang dilewati oleh gas buang hasil pembakaran di boiler. Gas buang tersebut kemudian mengalir ke atmosfer.

2.5 Sistem Bahan Bakar Boiler

Pada PLTU PT. PJB UP Gresik menggunakan bahan bakar *natural gas* (NG) sebagai bahan bakar utama untuk proses pembakaran di furnace. Bahan bakar gas (NG) dipasok melalui pipa bawah laut yang kemudian bahan bakar tersebut langsung disalurkan melalui pipa-pipa gas ke burner. Bakar bakar tersebut bereaksi dengan udara pembakaran didalam furnace boiler yang disuplay dengan FDF kemudian dipanaskan terlebih dahulu ke SCAH lalu ke air heater. Setelah itu udara bereaksi dengan bahan bakar didalam furnace serta nyala api burner sehingga terjadi proses pembakaran.

Pembakaran tersebut menghasilkan flue gas yang digunakan untuk memanaskan pipa-pipa final superheater, secondary superheater, reheater dan final superheater. Karena terperatur flue gas masih tinggi untuk peningkatan efisiensi, maka flue gas tersebut digunakan sebagai media pemanas fluida kerja pada economizer dan air heater. GIF (*Gas Injection Fan*) berfungsi menginjeksi sebagian flue gas ke dalam udara pembakaran yang akan masuk ke furnace. Selanjutnya setelah melewati air heater, flue gas akan dibuang ke atmosfer melalui stack.



Gambar 2.5 Sistem Udara Pembakaran dan Flue Gas
(Sumber : PT. PJB UP Gresik)

2.6 Pembakaran Bahan Bakar

Pembakaran adalah reaksi kimia yang terjadi antara material yang dapat terbakar dengan oksigen pada volume dan temperatur tertentu. Pembakaran akan terjadi bila ada 3 sumber yaitu: bahan bakar, oksigen dan sumber nyala/panas.



Gambar 2.6 Segitiga Pembakaran
(sumber : wimboharyoanindito.files.wordpress.com)

Metan merupakan kandungan utama gas alam yang mencapai jumlah sekitar 95% dari volum total. Komponen lainnya adalah: Etan, Propan, Pentan, Nitrogen, Karbon Dioksida, dan gas-gas lainnya dalam jumlah kecil. Sulfur dalam jumlah yang sangat sedikit juga ada. Karena metan merupakan komponen terbesar dari gas alam, biasanya sifat metan digunakan untuk membandingkan sifat-sifat gas alam terhadap bahan bakar

lainnya. Gas alam merupakan bahan bakar dengan nilai kalor tinggi yang tidak memerlukan fasilitas penyimpanan. Gas ini bercampur dengan udara dan tidak menghasilkan asap atau jelaga. Gas ini tidak juga mengandung sulfur, lebih ringan dari udara dan menyebar ke udara dengan mudahnya jika terjadi kebocoran.

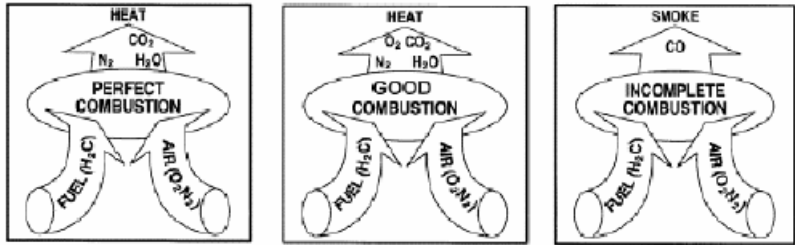
Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas, atau panas dan cahaya. Pembakaran sempurna bahan bakar terjadi hanya jika ada pasokan oksigen yang cukup. Oksigen (O_2) merupakan salah satu elemen bumi paling umum yang jumlahnya mencapai 20.9% dari udara. Bahan bakar padat atau cair harus diubah ke bentuk gas sebelum dibakar. Biasanya diperlukan panas untuk mengubah cairan atau padatan menjadi gas. Bahan bakar gas akan terbakar pada keadaan normal jika terdapat udara yang cukup. Hampir 79% udara (tanpa adanya oksigen) merupakan nitrogen, dan sisanya merupakan elemen lainnya. Nitrogen dianggap sebagai pengencer yang menurunkan suhu yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan untuk pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen juga mengurangi transfer panas pada permukaan alat penukar panas, juga meningkatkan volum hasil samping pembakaran, yang juga harus dialirkan melalui alat penukar panas sampai ke cerobong. Nitrogen ini juga dapat bergabung dengan oksigen (terutama pada suhu nyala yang tinggi) untuk menghasilkan oksida nitrogen (NO_x), yang merupakan pencemar beracun. Karbon, hidrogen dan sulfur dalam bahan bakar bercampur dengan oksigen di udara membentuk karbon dioksida, uap air dan sulfur dioksida, melepaskan panas masing-masing 8.084 kkal, 28.922 kkal dan 2.224 kkal. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sejumlah kecil panas (2.430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO_2 akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada bila menghasilkan CO atau asap. Setiap kilogram CO yang terbentuk berarti kehilangan panas 5654 kKal (8084 – 2430).

C	+ O ₂	→	CO ₂	+ 8.084 kkal/kg Karbon
2C	+ O ₂	→	2 CO	+ 2.430 kkal/kg Karbon
2H ₂	+ O ₂	→	2H ₂ O	+ 28.922 kkal/kg Hidrogen
S	+ O ₂	→	SO ₂	+ 2.224 kkal/kg Sulfur

Gambar 2.7 Reaksi Pembakaran Bahan Bakar

Tujuan dari pembakaran yang baik adalah melepaskan seluruh panas yang terdapat dalam bahan bakar. Hal ini dilakukan dengan pengontrolan “tiga T” pembakaran yaitu (1) *Temperature*/ suhu yang cukup tinggi untuk menyalakan dan menjaga penyalakan bahan bakar, (2) *Turbulence*/ Turbulensi atau pencampuran oksigen dan bahan bakar yang baik, dan (3) *Time*/ Waktu yang cukup untuk pembakaran yang sempurna. Bahan bakar yang umum digunakan seperti gas alam dan propan biasanya terdiri dari karbon dan hidrogen. Uap air merupakan produk samping pembakaran hidrogen, yang dapat mengambil panas dari gas buang, yang mungkin dapat digunakan untuk transfer panas lebih lanjut.

Gas alam mengandung lebih banyak hidrogen dan lebih sedikit karbon per kg daripada bahan bakar minyak, sehingga akan memproduksi lebih banyak uap air. Sebagai akibatnya, akan lebih banyak panas yang terbawa pada pembuangan saat membakar gas alam. Terlalu banyak, atau terlalu sedikitnya bahan bakar pada jumlah udara pembakaran tertentu, dapat mengakibatkan tidak terbakarnya bahan bakar dan terbentuknya karbon monoksida. Jumlah O₂ tertentu diperlukan untuk pembakaran yang sempurna dengan tambahan sejumlah udara (udara berlebih) diperlukan untuk menjamin pembakaran yang sempurna. Walau demikian, terlalu banyak udara berlebih akan mengakibatkan kehilangan panas dan efisiensi. Tidak seluruh bahan bakar diubah menjadi panas dan diserap oleh peralatan pembangkit. Biasanya seluruh hidrogen dalam bahan bakar terbakar. Saat ini, hampir seluruh bahan bakar untuk boiler, karena dibatasi oleh standar polusi, sudah mengandung sedikit atau tanpa sulfur. Sehingga tantangan utama dalam efisiensi pembakaran adalah mengarah ke karbon yang tidak terbakar (dalam abu atau gas yang tidak terbakar sempurna), yang masih menghasilkan CO selain CO₂.



Gambar 2.8 Pembakaran sempurna, baik dan tidak sempurna
(sumber : fuels and combustion, UNEP 2006)

2.7 Analisis Termodinamika

2.7.1 Siklus Rankine

Siklus rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah energi termal menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida kerjanya.

Siklus rankine nyata yang digunakan dalam instalasi pembangkit daya jauh lebih rumit dibandingkan siklus rankine ideal asli yang sederhana. Siklus ini merupakan siklus yang paling banyak digunakan untuk pembangkit listrik dewasa ini, terutama pada PLTU. Siklus ini terdiri dari 4 proses, yaitu:

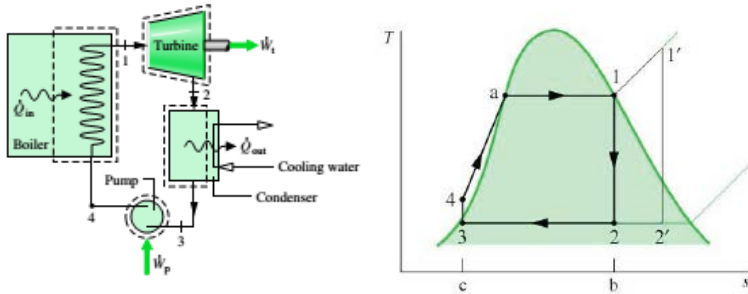
Proses 1 – 2 : Ekspansi isentropik dari fluida kerja melalui turbin, dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondenser.

Proses 2 – 3 : Pelepasan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondenser (uap air dikondensasikan menjadi menjadi air/*saturated liquid* pada titik 3).

Proses 3 – 4 : Kompresi isentropik dalam pompa menuju ke kondisi 4, yaitu dalam daerah campuran hasil kompresi.

Proses 4 – 1 : Pemasukan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk

menyelesaikan siklus (air pada kondisi cair jenuh dipanaskan hingga kondisi uap jenuh pada titik 1).



Gambar 2.9 Siklus Rankine
(Sumber : Moran-Saphiro: *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*)

2.7.2 Hukum Kekekalan Massa

Dalam suatu sistem pembangkit, tentunya memiliki komponen utama yang sangat kompleks apabila dilakukan analisis yang mendetail pada suatu massa yang teridentifikasi. Namun pada umumnya untuk mempermudah analisis, difokuskan pada suatu volume yang tetap di suatu ruang, dimana terdapat aliran fluida yang melaluinya. Analisis yang demikian disebut pendekatan sistem volume atur (control volume).

Prinsip dari Hukum Kekekalan massa pada suatu control volume yaitu perubahan waktu dari massa yang terkandung dalam suatu control volume sama dengan perubahan waktu dari aliran massa yang masuk pada waktu (t) dikurangi perubahan waktu dari aliran massa yang keluar pada waktu (t).

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \dots\dots\dots (2.1)$$

Keterangan :

$\frac{dm_{cv}}{dt}$: Perubahan laju aliran massa per satuan waktu (kg/s)

\dot{m}_i : Laju aliran massa yang masuk (kg/s)

\dot{m}_e : Laju aliran massa yang keluar (kg/s)

Kondisi steady merupakan kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berjalannya waktu. Untuk mempermudah perhitungan diasumsikan bahwa control volume dalam keadaan steady. Salah satu kondisi yang steady ini meliputi aliran massa, sehingga sesuai dengan hukum kekekalan massa dimana, $\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$ maka persamaannya menjadi :

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana *in* merupakan sisi masuk dan *out* merupakan sisi keluar. Dari persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \dots\dots\dots (2.3)$$

Mass flow rate (\dot{m}) yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relatif (V_n) sepanjang luasan area (dA) pada interval tertentu. Apabila dikalikan dengan density (ρ) maka akan memberikan hasil berupa sejumlah massa yang melewati luasan suatu benda pada waktu tertentu (Δt).

$$\dot{m}\Delta t = \rho(V_n \cdot \Delta t)dA \dots\dots\dots (2.4)$$

Keterangan :

\dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)

Δt = Perubahan waktu (s)

ρ = Massa jenis aliran (kg/m³)

V_n = Kecepatan relatif aliran (m/s)

dA = Luasan (m²)

Jika dibagi dengan Δt dan mengambil harga limitnya dengan Δt mendekati nol, maka laju aliran massa sesaat yang melintasi luasan dA adalah

$$mdA, \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta t} \right) = \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.5)$$

Ketika persamaan diatas diintegalkan sepanjang area A yang dilewati oleh suatu massa, maka *mass flow rate* dapat dituliskan dalam persamaan

$$\dot{m} = \int \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.6)$$

Persamaan diatas dapat diaplikasikan pada sisi masuk dan sisi keluar untuk menghitung besarnya laju aliran massa yang memasuki dan keluar dari volume atur.

2.8 Perpindahan Panas

2.8.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas

Berdasarkan hukum termodinamika pertama dengan kondisi open sistem, *steady state*, *steady flow*, energi potensial, dan energi kinetik diabaikan didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\delta Q = \dot{m} \cdot d \dots\dots\dots (2.7)$$

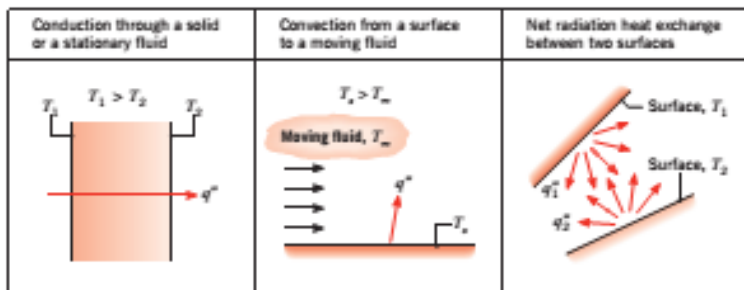
Jika fluida tidak diikuti perubahan fase dan memiliki *specific heat* yang konstan maka $di = C_p dT_i$, sehingga persamaan menjadi

$$\delta Q = (\dot{m}C_p)_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \dots\dots\dots (2.8)$$

$$\delta Q = (\dot{m}C_p)_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \dots\dots\dots (2.9)$$

2.8.2 Prinsip-prinsip Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan perpindahan energi dari suatu daerah ke daerah lainnya sebagai akibat dari perbedaan dari suhu antara daerah-daerah tersebut. Ada tiga macam perpindahan panas ini, yaitu : konduksi, konveksi dan radiasi seperti pada gambar berikut,



Gambar 2.10 Model perpindahan panas konduksi, konveksi dan radiasi

(sumber : *Fundamental of heat and mass transfer seven edition*)

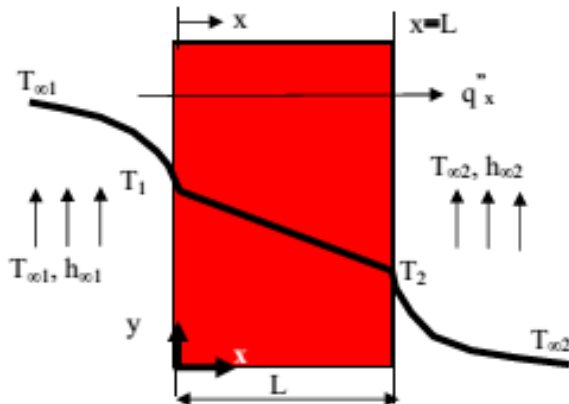
2.8.2.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah perpindahan panas yang bergantung pada aktivitas pada level atom dan molekuler. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih tinggi ke partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut. Persamaan laju konduksi panas satu dimensi pada keadaan *steady state* dinyatakan :

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.10)$$

Untuk kasus sederhana aliran panas keadaan tunak melalui dinding datar, gradien suhu tidak berubah dengan waktu dan panjang lintasan aliran, luas penampangnya sama, maka persamaan yang dihasilkan :

$$q_x \int_0^1 dx = -kA \int_{T_1}^{T_2} dT \dots\dots\dots (2.11)$$



Gambar 2.11 Perpindahan Panas Konduksi pada dinding datar

Laju aliran panas per-unit perubahan temperatur didefinisikan sebagai konduktansi thermal C, sementara kebalikannya disebut resisten thermal ($R=1/C$) sehingga laju aliran panas yang melalui suatu dinding dengan ketebalan l dimana temperatur T_{panas} dan T_{dingin} ditulis sebagai berikut :

$$q = C \cdot (T_{panas} - T_{dingin}) = \frac{(T_{panas} - T_{dingin})}{R} \dots\dots\dots (2.12)$$

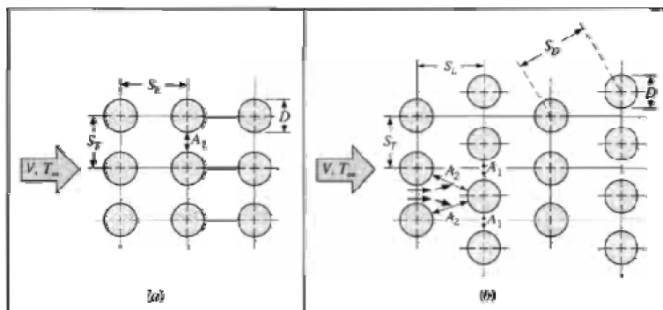
dimana : $C = \frac{kA}{l} = \frac{1}{R}$

2.8.3 Analisis Perpindahan Panas

Dalam mendesain suatu *heat exchanger* ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi, yaitu perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa dan perpindahan panas akibat aliran di dalam pipa.

2.8.3.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

Perpindahan panas yang terjadi di luar pipa pada Boiler menyerupai *shell and tube heat exchanger* dianalisa berdasarkan analisa perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah barisan *tube*. Tingkat turbulensi aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan *tube*. Ada dua jenis susunan *tube* yang bisa digunakan pada perencanaan *heat exchanger* yaitu susunan *aligned* dan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada gambar. Susunan *tube* jenis *staggered* memiliki koefisien perpindahan panas lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.12 Aliran fluida melintasi (a) Aligned tube banks dan (b) Staggered tube banks

Koefisien perpindahan panas erat hubungannya dengan letak tube pada susunannya. Koefisien perpindahan panas untuk susunan tube pada baris pertama kurang lebih sama dengan *single tube* pada aliran melintang. Sedangkan pada susunan pipa yang lebih dalam terdapat koefisien perpindahan panas yang lebih besar. Dalam rata-rata susunan tube yang ada, koefisien perpindahan panas memiliki kondisi yang stabil karena itu hanya terdapat sedikit perubahan pada baris di atas baris keempat atau kelima.

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan tube yang memiliki sepuluh baris atau lebih dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu_D} \cdot k}{D} \dots\dots\dots (2.13)$$

Nusselt number dapat dicari dengan rumus di bawah ini:

$$Nu_{\bar{D}} = C_1 \cdot Re_{D_{max}}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re < 2 \times 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

Dimana,

h = Koefisien perpindahan panas

N_{uD} = *Nusselt number*

Re = *Reynolds number*

Pr = *Prandtl number*

Prs = *Prandtl number* pada temperatur surface

K = Konduktivitas thermal

D = Diameter luar *tube*

N_L = Diameter jajaran tube

Pada persamaan itu semua sifat dievaluasi pada temperatur *inlet*, kecuali Pr_s yang dievaluasi pada temperatur permukaan pipa, dimana konstanta C dan m diperoleh dari **tabel 2.1**.

Tabel 2.1 Konstanta persamaan *Zhukauskas* (Buku: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incopera and David P. Dewitt*)

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Bilangan Reynold untuk gas buang dengan V_{gmax} adalah :

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho.V_{gmax} .D_{out}}{\mu}(2.15)$$

oleh karena itu V_{gmax} dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{gmax} = \frac{ST}{ST-D_o} \times V_g(2.16)$$

Sedangkan untuk susunan stagged kecepatan maksimum dapat terjadi di A_1 atau dapat pula terjadi pada A_2 . Dan bila terjadi di A_2 maka:

$$V_{gmax} = \frac{ST}{2(ST-D_o)} \times V_g(2.17)$$

V_{gmax} terjadi A_2 bila:

$$SD < \frac{ST-D_o}{2}(2.18)$$

$$\left[SL^2 + \left(\frac{ST}{2} \right)^2 \right]^{0,5} < \frac{ST - D_o}{2}$$

Kecepatan gas masuk pada rangkuman pipa yang diukur pada temperatur gas buang masuk

$$V_g = \frac{m_g}{\rho_g \cdot A} \dots\dots\dots (2.19)$$

Keterangan:

m_g = mass flow rate gas buang (Kg/s)

ρ_g = density gas buang pada temperatur gas buang masuk
(Kg/m³)

2.8.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam pipa pada aliran internal, aliran internal adalah aliran fluida dimana *boundary layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh surface. Jenis aliran yang terjadi ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal dimana pada aliran eksternal dimungkinkan untuk terjadinya perkembangan *boundary layer*.

Dalam aliran internal bisa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan keduanya digunakan *Reynolds number* sebagai pembatasnya. *Reynolds number* untuk aliran dalam pipa digunaka persamaan berikut ini.

$$R_e = \frac{4 \cdot \dot{m}_{in}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan:

ρ = massa jenis pada kondisi rata-rata (Kg/m³)

μ = viskositas uap (Kg/ms)

D_i = diameter dalam (m)

Untuk aliran dalam pipa atau aliran internal aliran turbulen dimulai apabila $R_e = 2300$ atau disebut *Reynolds number* kritis.

Aliran fluida yang mengalir didalam pipa sirkular jika mempunyai profil aliran turbulen maka perpindahan panas pada fluida tersebut dapat dilakukan, sehingga koefisien perpindahan panas didalam pipa dapat dinyatakan dalam perhitungan *Nusselt Number* dalam kondisi aliran turbulen yang telah berkembang penuh.

Persamaan *Dittuss-Boelter* menyatakan koefisien perpindahan panas didalam pipa ini, yaitu:

$$Nu_D = 0.023.Re_D^{4/5} . Pr^n \dots\dots\dots (2.21)$$

Dimana:

n = 0,4 untuk proses pemanasan

n = 0,3 untuk proses pendinginan

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 < Pr < 160 \\ Re_D > 10000 \\ \frac{L}{D} > 10 \end{array} \right]$$

2.8.5 Overall Heat Transfer

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Koefisien ini dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder.

Secara umum *Overall heat transfer* coefficient dapat dicari dengan rumus berikut:

$$\frac{1}{U.A} = R_{tot} \dots\dots\dots (2.22)$$

Tahanan thermal total untuk sistem di atas adalah penjumlahan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder dan tahanan konveksi aliran di luar silinder.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \left(\frac{A_c}{A_h} \right)} + A_h . R_w + \frac{1}{\eta_o h_o} \dots\dots\dots (2.23)$$

2.9 The Effectiveness-Number of Transfer Units (NTU)

Perhitungan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) akan mengalami kesulitan apabila tidak diketahui nilai suhu dari salah satu masukan maupun keluaran fluida kerja. Salah satu cara yang biasanya diambil apabila metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) mengalami kendala adalah menggunakan metode *Effectiveness-Number of Transfer Units* (NTU).

Untuk mendefinisikan efektivitas dari sebuah penukar kalor, terlebih dahulu diketahui nilai dari laju perpindahan panas maksimum q_{max} dari penukar kalor tersebut. Secara prinsip, laju perpindahan panas ini hanya akan diperoleh apabila penukar kalor tersebut memiliki panjang tak terhingga (*infinite lenght*). Pada penukar kalor dengan panjang tak berhingga, salah satu fluida kerja akan mencapai beda temperatur maksimum, $T_{hi}-T_{ci}$ sehingga akan didapatkan adanya persamaan umum:

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi}-T_{ci})$$

dimana kapasitas kalor minimum C_{min} sama dengan $C_{cold\ side}$ atau $C_{hot\ side}$ merupakan fluida dengan nilai yang paling kecil. Persamaan diatas menghitung perpindahan panas maksimum yang mungkin, dimana akan selalu menggunakan nilai kapasitas panas fluida kerja yang minimum, C_{min} .

Dan ditentukan bahwa nilai dari efektivitas (ϵ), merupakan perbandingan dari perpindahan panas nyata terhadap perpindahan panas maksimum:

$$\epsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maximum}} (2.24)$$

Sesuai persamaan efektivitas, dimana tanpa satuan yang bernilai dalam jangkuan $0 \leq \epsilon \leq 1$, dapat dihitung nilai perpindahan panas nyata q_{actual} :

$$q_{actual} = \epsilon C_{min}(T_{hi}-T_{ci}) (2.25)$$

untuk beberapa penukar kalor ditunjukkan hubungan:

$$\varepsilon = f \left[NTU \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots\dots\dots (2.26)$$

Number of Transfer Units (NTU) merupakan parameter tanpa satuan yang digunakan secara luas dalam analisa penukar kalor dan didefinisikan sebagai:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana C_{min} adalah kapasitas panas fluida minimal, dan C_{min} diperoleh dengan membandingkan antara laju kapasitas panas fluida dingin dan fluida panas. Sedangkan laju kapasitas panas fluida dingin dirumuskan:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \dots\dots\dots (2.28)$$

Laju kapasitas fluida panasnya adalah:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \dots\dots\dots (2.29)$$

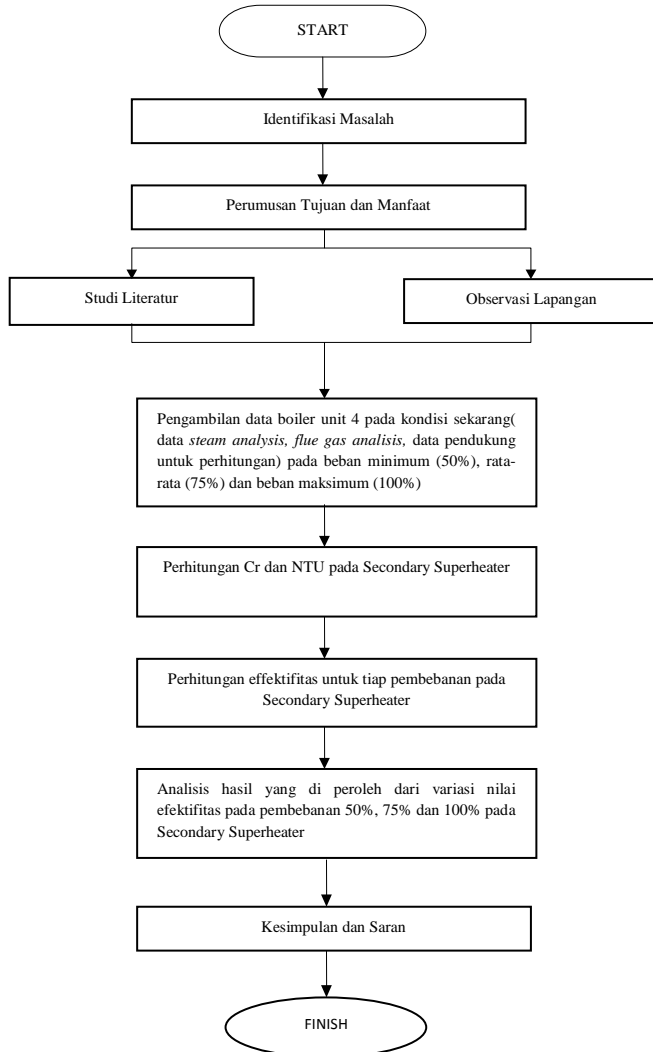
Dari kedua kapasitas panas diatas, dipilih yang berharga terkecil sebagai kapasitas panas minimum. Harga NTU untuk semua jenis penukar panas merupakan relasi antara keefektifan dengan Cr sebagai perbandingan antara $\frac{C_{min}}{C_{max}} = Cr$.

Tabel 2.2 *Perumusan effectiveness heat exchanger* (Buku: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incopera and David P. Dewitt*)

Flow Arrangement	Relation	
Concentric tube		
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$ ($C_r < 1$)	
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$ ($C_r = 1$)	(11.29a)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right. \\ \times \left. \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n Shell passes (2n, 4n, . . . tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-flow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{mix} (mixed), C_{fm} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r \{ 1 - \exp(-NTU) \}])$	(11.33a)
C_{fm} (mixed), C_{mix} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp \{ -C_r^{-1} [1 - \exp \{ -C_r(NTU) \}] \}$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap, diantaranya sebagai berikut :

3.2.1 Tahap Identifikasi

Pada tahap awal identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang dirumuskan menjadi tujuan dari penelitian. Studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan Boiler & Accessories dan Teknik perpindahan Panas. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber *textbook* “*Fundamental Engineering of Thermodynamics*”, Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro, “*Introduction to heat transfer dan fundamentals of heat and mass transfer*” Theodore L. Bergman dan Ladriene S. Lavine, serta sumber lainnya. Kemudian dilakukan pengamatan lapangan secara langsung pada boiler PLTU Unit 4 PT.PJB UP Gresik. Observasi meliputi identifikasi komponen- komponen pendukung dalam sistem kerja boiler PLTU Unit 4 PT.PJB UP Gresik.

3.2.2 Tahap Pengumpulan Data dan Analisa

Dari studi literatur dan observasi mengenai evaluasi analisis nilai efektivitas pada boiler dilakukan pengambilan data pada PLTU Unit 4 khususnya data mengenai boiler pada kondisi operasi sekarang dengan beban minimum, rata-rata dan maximum. Data yang dibutuhkan dalam analisa didapat dari Rendal OP PLTU Unit 4, CCR PLTU Unit 4, dan perpustakaan. Data tersebut, antara lain

1. Data *steam analysis* pada kondisi sekarang dengan pembebanan 50%, 75% dan 100% antara lain :
 - *Secondary Superheater Inlet Temperatur*
 - *Secondari Superheater Outlet Temperatur*
 - Laju aliran massa pada Superheater

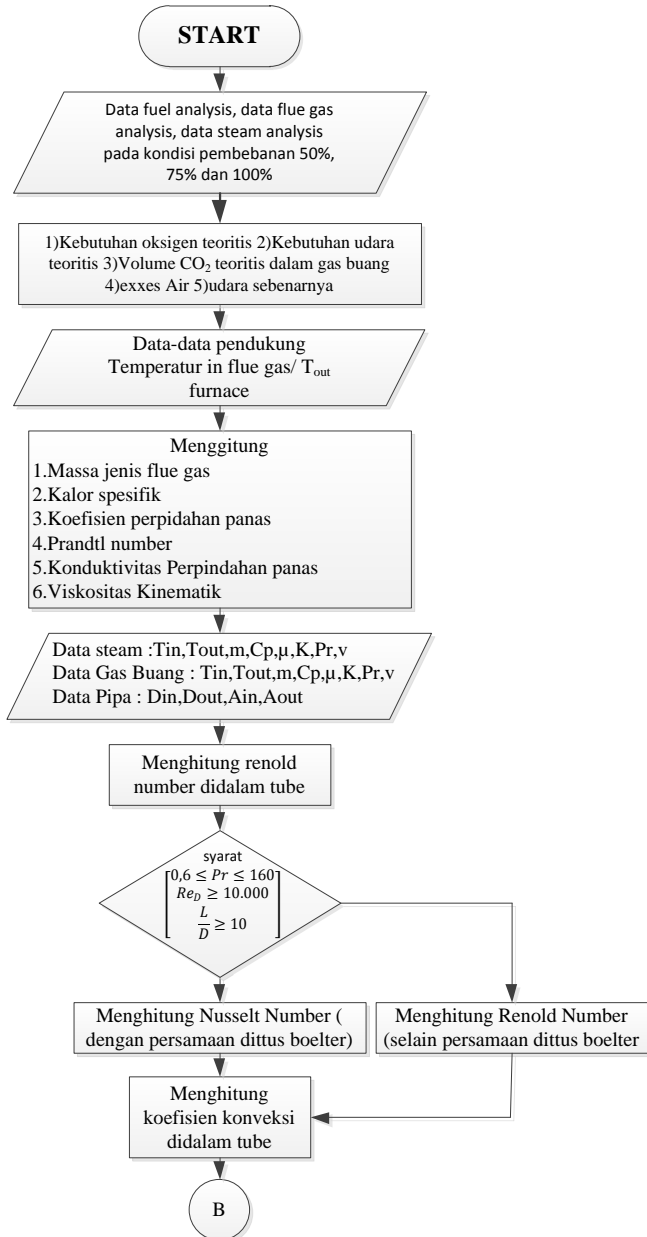
2. Data *flue gas analysis* pada kondisi sekarang dengan pembebanan 50%, 75% dan 100% antara lain :
 - *Final Superheater Inlet Temperatur*
 - *Final Superheater Outlet Temperatur*
 - *Reheater inlet Temperatur*
 - *Reheater Outlet Temperatur*
 - *Secondary Superheater Inlet Temperatur*
 - *Secondary Superheater Outlet Temperatur*
 - Laju aliran massa pada Superheater
3. Data *fuel analysis* boiler PLTU unit 4 PT.PJB UP Gresik
4. Data pendukung yang di perlukan untuk analisa unjuk nilai efektivitas boiler pada kondisi sekarang dengan pembebanan 50%, 75% dan 100% antara lain :
 - Diameter dalam pipa
 - Diameter luar pipa
 - Tebal pipa
 - Panjang pipa
 - Jumlah pipa
 - S_T , S_L , dan S_D pada masing-masing komponen
5. Data spesifik boiler Unit 4 PLTU PT. PJB UP Gresik

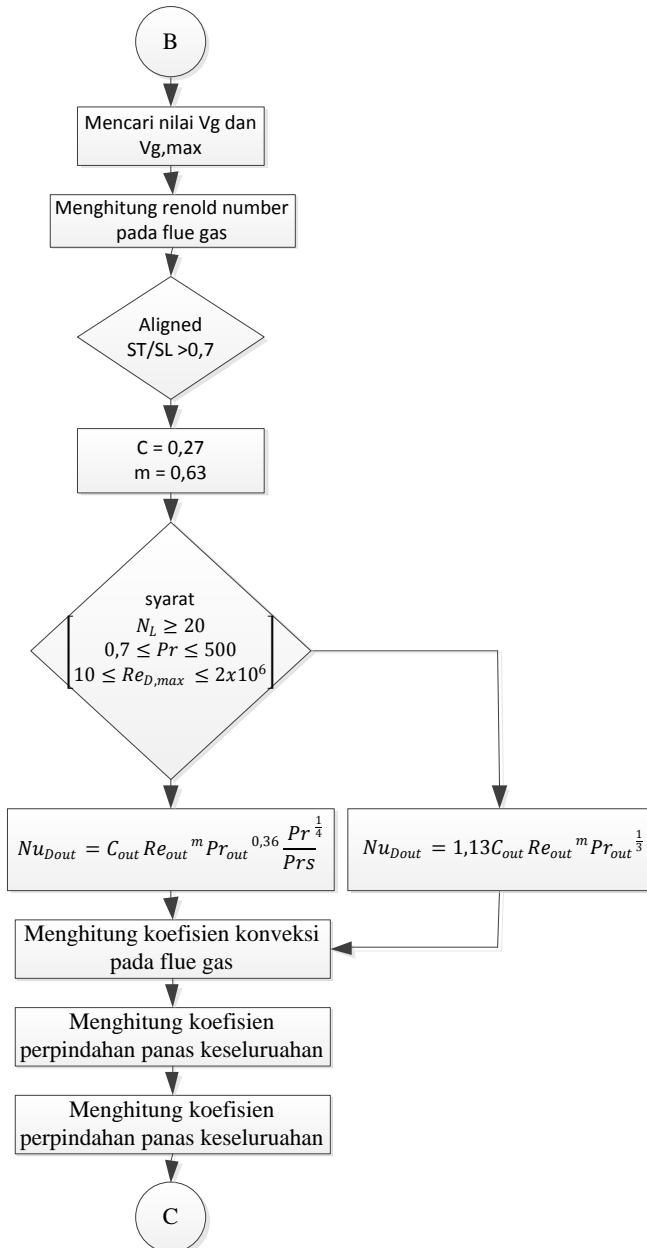
Setelah melakukan pengambilan data yang diperlukan, dilakukan perhitungan nilai efektivitas boiler unit 4 serta melakukan analisa terhadap unjuk kerja boiler unit 4 beserta pemecahan masalahnya.

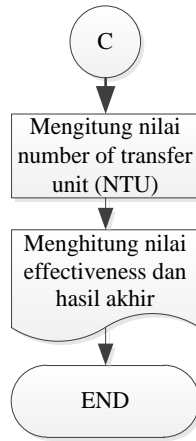
3.2.3 Tahap Pemberian Kesimpulan dan Suara

Tahapan ini merupakan ujung dari analisa nilai efektivitas pada Secondary Superheater PLTU unit 4, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil perhitungan, dari hasil analisa efektivitas boiler dan pemecahan masalah yang telah dilakukan. Kemudian memberikan saran untuk PT. PJB UP Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

3.3 Diagram Alir Perhitungan







Gambar 3.2 flow chart perhitungan *effectiveness* pada secondary superheater

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA

Pada bab ini, akan dijabarkan tentang perhitungan dan pembahasan laju perpindahan panas pada secondary superheater PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik serta efektivitasnya. Data yang di ambil adalah data spesifikasi dan data aktual yang terjadi di lapangan. Data spesifikasi diambil dari desain Boiler yang mampu menghasilkan performa minimum rata-rata dan maksimum. Sedangkan data aktual diambil dari kondisi performa boiler pada pembebanan minimum, rata-rata dan pada saat pembebanan maksimum yang terjadi di lapangan.

4.1 Data Secondary Superheater PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik

Pada perhitungan analisa *effectiveness* pada secondary superheater dengan tiga pembebanan sebagai contoh perhitungan pembebanan 103 MW. Data-data aktual yang di dapat pada CCR PLTU Unit 4 data *Steam* dan *flue gas* pada *Secondary Superheater* PLTU Unit 4 PT.PJB UP Gresik adalah sebagai berikut :

- Data *Steam*

Temperatur masuk rata-rata (T_{sin}) : $353,23\text{ }^{\circ}\text{C} = 626,23\text{ }^{\circ}\text{K}$

Temperatur keluar rata-rata (T_{sout}) : $453,74\text{ }^{\circ}\text{C} = 726,74\text{ }^{\circ}\text{K}$

Temperatur rata-rata (T_{rs}) : $676,49185\text{ }^{\circ}\text{K}$

Laju aliran massa (\dot{m}) : $337,95\frac{\text{T}}{\text{H}} = 93,87\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Dari tabel *properties of steam* pada *appendix* buku *heat exchanger design Handbook, 1986, by C.F beaton* pada temperatur $676,4918518\text{ K}$ dengan cara interpolasi didapat sebagai berikut :

$$Cp_s = 5,196939\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_s = 0,065844\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Pr_s = 1,362368$$

$$k_s = 88,02576 \cdot 10^{-3}\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu_s = 25,37653 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

- Data *Flue Gas*

Temperatur masuk ($T_{g_{in}}$) : 830,309 °C = 1103,3095 °K

Laju aliran massa (\dot{m}) : 389000 $\frac{\text{kg}}{\text{H}}$ = 108,056 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- Data pipa

Diameter dalam pipa (D_{in}) : 26,3 mm = 0,0263 m

Diameter luar pipa (D_{out}) : 38,1 mm = 0,0381 m

Tebal (t) : 0,0118 m

Luas penampang dalam (A_{in}) : 4,9549 m

Luas penampang dalam (A_{out}) : 7,1780 m

Panjang pipa (L) : 60 m

Jumlah pipa (N) : 261

S_T : 0,189 m

S_L : 0,189 m

S_D : 0,26728 m

4.3 Perhitungan Stokiometri Kebutuhan Udara

4.2.1 Perhitungan Stokiometri Udara yang Dibutuhkan Untuk Pembakaran Natural Gas

Untuk menghitung kebutuhan udara teoritis yang diperlukan untuk membakar sempurna sejumlah bahan bakar tertentu, dapat dihitung dengan menggunakan komposisi kandungan *natural gas* seperti yang terlihat pada **Tabel 4.2**

data analisis dengan jumlah sampel *natural gas* 100 kg, maka reaksi kimianya adalah sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data analisis gas buang boiler unit 4 pada sisi keluar *economizer*

<i>Flue gas analysis at Economizer outlet</i>				
No	Item	Operasi	Unit	Ket
1	Carbon dioxide (CO ₂)	11,35	Vol.%	Labor
2	Oxygen (O ₂)	0,85	Vol.%	Labor
3	Carbon monoxide (CO)	0,0009	Vol.%	Labor
4	Nitrogen (N ₂)	87,80	Vol.%	Labor

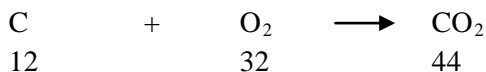
Tabel 4.2 Data Analisis Bahan Bakar Boiler Unit 4

No	Kandungan	Operasi	Units	Ket
1	Nitrogen (N)	0,941	% by wt	Labor
2	Carbon (C)	71,825	% by wt	Labor
3	Hydrogen (H)	24,113	% by wt	Labor
4	Sulphur (S)	0	% by wt	Labor
5	Oxygen (O)	0	% by wt	Labor
6	Moisture (M)	0	% by wt	Labor
7	Hight Heating Value (HHV)	12623,877	$\frac{\text{kCal}}{\text{kg}}$	Labor
8	Specific Gravity of Natural Gas (SG)	0,598		Labor

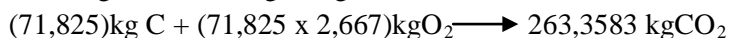
Tabel 4.3 Berat atom dan molekul

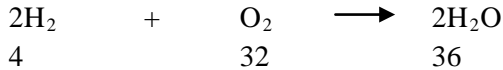
Unsur	Simbol	Berat Atom	Berat Molekul
Karbon	C	12	
Hidrogen	H ₂	1	2
Oksigen	O ₂	16	32
Nitrogen	N ₂	14	28
Sulfur	S	32	
Karbon Dioksida	CO ₂		12 + (2 x 16) = 44
Sulfur Dioksida	SO ₂		32 + (2 x 16) = 64
Air	H ₂ O		(2 x 1) + 16 = 18

- Unsur bahan bakar

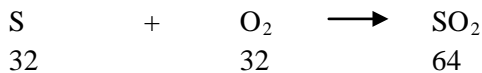
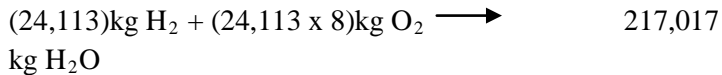


12 kg karbon memerlukan 32 kg oksigen membentuk 44 kg karbon dioksida, oleh karena itu 1 kg karbon memerlukan 32/12 kg atau 2,667 kg oksigen





4 kg hidrogen memerlukan 32 kg oksigen membentuk 36 kg air, oleh karena itu 1 kg hidrogen memerlukan 32/4 kg atau 8 kg oksigen.



32 kg sulfur memerlukan 32 kg oksigen membentuk 64 kg sulfur dioksida, oleh karena itu 1 kg Sulfur memerlukan 32/32 kg atau 1 kg oksigen.

Pada bahan bakar *natural gas* yang digunakan tidak mengandung unsur sulfur, sehingga dapat diabaikan.

- Kebutuhan O_2 teoritis

Total O_2 teoritis yang dibutuhkan = O_2 karbon + O_2 hidrogen

$$\begin{aligned} \text{Maka, O}_2 \text{ total} &= (71,825 \times 2,667) \text{ kg} + (24,113 \times 8) \text{ kg} \\ &= 191,5333 + 192,904 \\ &= 384,43733 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Perhitungan udara teoritis

Karena oksigen yang sudah ada didalam 100 kg bahan bakar seperti pada **tabel 4.1** adalah 0,85 kg. Maka oksigen tambahan yang diperlukan adalah,

$$\begin{aligned} \text{O}_2 \text{ tambahan} &= 384,43733 \text{ kg} - 0,85 \text{ kg} \\ &= 383,5873333 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jumlah udara kering yang diperlukan (udara mengandung 23,2% berat oksigen) = $\frac{383,611274 \text{ kg}}{0,232} = 1653,39367 \text{ kg udara}$

$$\text{Maka, udara teoritis yang diperlukan} = \frac{1667,875104 \text{ kg udara}}{100 \text{ kg bahan bakar}}$$

$$= 16,5339367 \frac{\text{kg udara}}{\text{kg bahan bakar}}$$

Jadi, dari perhitungan diatas terlihat, untuk membakar setiap kg Natural gas, diperlukan udara sebesar 16,5339367kg

4.2.2 Perhitungan kandungan CO₂ teoritis dalam gas buang

Sangat perlu untuk menghitung kandungan CO₂ dalam gas buang, karena dapat di gunakan untuk menghitung udara berlebih dalam gas buang. Sejumlah tertentu udara berlebih diperlukan untuk pembakaran sempurna natural gas, tetapi jika terlalu banyak udara berlebih dapat menyebabkan kehilangan panas dan terlalu sedikit udara berlebih dapat mengakibatkan pembakaran yang tidak sempurna. CO₂ dalam gas buang dapat dihitung sebagai berikut:

- a. Perhitungan Nitrogen dalam gas buang

$$\begin{aligned}\text{Nitrogen dalam gas buang} &= \text{TA} - \text{O}_2 \text{ teoritis} \\ &= 1653,5339 - 383,5873 \\ &= 1269,806345 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Mol N}_2 &= \frac{N_2}{\text{molecular weight N}_2} \\ &= \frac{383,5873 \text{ kg}}{28} \\ &= 45,3502266 \text{ kg}\end{aligned}$$

- b. Perhitungan CO₂ teoritis dalam gas buang

$$\begin{aligned}\text{mol CO}_2 &= \frac{CO_2}{\text{molecular weight CO}_2} \\ &= \frac{263,3583 \text{ kg}}{44} \\ &= 5,98541 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\% \text{ volume CO}_2 \text{ teoritis} &= \frac{\text{mol CO}_2}{\text{mol total (kering)}} \times 100 \% \\ &= \frac{5,98541}{5,98541 + 45,86656} \times 100 \% \\ &= 11,65937794 \%\end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan unsur-unsur gas buang dan udara berlebih (Excess Air)

Setelah diketahui kebutuhan udara teoritis dan kandungan CO₂ teoritis dalam gas buang, langkah berikutnya adalah mengukur persen CO₂ sebenarnya dalam gas buang. Pada **tabel 4.1 flue gas analysis**, diketahui bahwa % CO₂ terukur dalam gas buang adalah sebesar 11 %.

- a. Perhitungan % udara lebih

$$\begin{aligned}\% EA &= \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \times 100 \% \\ &= \left[\frac{11,6593}{11} - 1 \right] \times 100 \% \\ &= 5,994344912 \%\end{aligned}$$

- b. Perhitungan udara sebenarnya (*Actual Air*)

Jumlah total udara yang diperlukan untuk 100 kg bahan bakar yang terbakar dengan udara lebih 4,9387 % adalah:

$$\begin{aligned}AA &= TA \times \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} \right] \\ &= 1653,5339 \text{ kg}_{\text{udara}} \times 1,059943 \\ &= 1752,503798 \text{ kg}_{\text{udara}}\end{aligned}$$

- c. Perhitungan udara lebih untuk 100 kg bahan bakar

Jumlah udara lebih (*excess air*) yang digunakan untuk membakar 100 kg bahan bakar adalah:

$$\begin{aligned}EA &= AA - TA \\ &= (1752,503798 - 1653,5339) \text{ kg}_{\text{udara}} \\ &= 99,11011982 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$O_2 (23,2\%) = 99,1101 \times 0,232 = 22,9935 \text{ kg}$$

$$N_2 (76,8\%) = 99,1101 - 22,9935 = 76,1165 \text{ kg}$$

Jumlah kandungan akhir unsur gas buang dengan udara berlebih 4,9387 % untuk setiap 100 kg bahan bakar adalah seperti dibawah ini :

$$CO_2 = 263,3583 \text{ kg}$$

$$H_2O = 217,017 \text{ kg}$$

$$O_2 = 22,9935 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}N_2 &= (1269,8063 \text{ kg } N_2 \text{ dalam gas buang} + 76,1165 \text{ kg } \\ &\quad N_2 \text{ dalam udara berlebih}) \\ &= 1345,922917 \text{ kg}\end{aligned}$$

4.2.4 Perhitungan % Volum CO₂ Teoritis dalam Gas Buang Kering

Setelah didapat hasil perhitungan jumlah unsur dalam satuan berat, kemudian dapat di hitung jumlah unsur berdasarkan satuan volum sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Mol } CO_2 &= \frac{\text{Massa } CO_2}{\text{molecular weight } N_2} \\ &= \frac{263,3583}{28} \\ &= 9,40565 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Mol } O_2 &= \frac{\text{Massa } O_2}{\text{molecular weight } N_2} \\ &= \frac{22,9935}{32} \\ &= 0,718548369 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Mol } N_2 &= \frac{\text{Massa } N_2}{\text{molecular weight } N_2} \\ &= \frac{1345,922917}{28} \\ &= 48,0686756 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Mol } H_2O &= \frac{\text{Massa } H_2O}{\text{molecular weight } N_2} \\ &= \frac{217,017}{18} \\ &= 12,0565 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas didapat mol total kering = (9,40565 + 0,718548369 + 48,0686756 + 12,0565) = 70,24937873

$$\begin{aligned} \% CO_2 &= \frac{\text{Mol } CO_2}{\text{mol total (kering)}} \times 100 \\ &= \frac{9,40565}{70,24937873} \times 100 \end{aligned}$$

$$=13,38895081$$

$$\begin{aligned}\% O_2 &= \frac{Mol O_2}{mol\ total\ (kering)} \times 100 \\ &= \frac{0,718548369}{70,24937873} \times 100 \\ &= 1,022853699\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\% N_2 &= \frac{Mol N_2}{mol\ total\ (kering)} \times 100 \\ &= \frac{48,0686756}{70,24937873} \times 100 \\ &= 68,42576613\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\% H_2O &= \frac{Mol H_2O}{mol\ total\ (kering)} \times 100 \\ &= \frac{12,0565}{70,24937873} \times 100 \\ &= 17,16242936\end{aligned}$$

Dari perhitungan stokiometri tersebut didapat Properties *flue gas* yang dapat dicari dengan bantuan tabel **Tabel 4.5**, dimana sifat – sifat gas pada temperatur:

$$T_{g\ in} = 826,779032\ ^\circ C + 273 = 1099,779032K$$

Tabel 4.5 Properties Flue gas

Properties	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
$C_p\ (kJ/kg \cdot K)$	1,29 13	2,358 2	1,18 75	1,10 33
$\rho\ (\frac{kg}{m^3})$	0,39 26	0,176 8	0,30 53	0,34 88
$\nu \cdot 10^{-6}\ (m^2/s)$	84,3 64	182,9 86	138, 875	145, 214
Pr	0,72 81	1,070 6	0,71 76	0,73 56
$k \cdot 10^{-3}\ (W/m \cdot K)$	75,7	86,49	70,1	76,0

	25	78	919	018
$\mu \cdot 10^{-7} (N \cdot s/m^2)$	434, 059	389,6 113	423, 931	506, 393

Untuk mengetahui besar C_{p_g} dapat dicari dengan cara memperhitungkan persentase massa masing – masing gas.

$$\begin{aligned}
 C_{p_g} &= (C_p CO_2) \cdot (\% CO_2) + (C_p H_2O) \cdot (\% H_2O) + \\
 &\quad (C_p N_2) \cdot (\% N_2) + (C_p O_2) \cdot (\% O_2) \\
 &= (1,29) \cdot (13,3889) + (2,358) \cdot (17,1624) + \\
 &\quad (1,187) \cdot (68,4257) + (1,103) \cdot (1,0228) \\
 C_{p_g} &= 1,401468943 \text{ kJ/kg} \cdot K
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama dapat diketahui *properties flue gas* lainnya, yaitu:

$$\begin{aligned}
 \rho_g &= 0,31457441 \text{ kg/m}^3 \\
 \nu_g &= 136,7494158 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\
 Pr_g &= 0,790871437 \\
 k_g &= 76,24203849 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot K \\
 \mu_g &= 445,2571302 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2
 \end{aligned}$$

Untuk mengetahui temperatur outlet pada *flue gas* maka digunakan persamaan energi dimana $Q_{flue \text{ gas}} = Q_{steam}$. Maka :

$$\begin{aligned}
 Q_{flue \text{ gas}} &= Q_{steam} \\
 \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g \text{ in}} - T_{g \text{ out}}) &= \dot{m}_s \cdot C_{p_s} \cdot (T_{s \text{ out}} - T_{s \text{ in}})
 \end{aligned}$$

Sehingga $T_{g \text{ out}}$ dapat dicari dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 T_{g \text{ out}} &= T_{g \text{ in}} + \left[\frac{\dot{m}_s \cdot C_{p_s} \cdot (T_{s \text{ out}} - T_{s \text{ in}})}{\dot{m}_g \cdot C_{p_g}} \right] \\
 &= 1103,15 \text{ K} + \left[\frac{108,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 5,196939 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K} \cdot (726,7454 - 626,238) K}{108,05556 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,4014 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K}} \right] \\
 &= 506,3657771 \text{ K}
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di dalam Tube

Untuk mencari nilai koefisien didalam *tube*, harus diketahui terlebih dahulu harga *Reynold Number* (Re_D) dan *Nusselt Number* (Nu_D) pada aliran didalam *tube*.

1) Perhitungan Reynold Number (Re_D)

Besarnya koefisien perpindahan panas dianalisa berdasarkan bilangan Reynold

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot N_L \cdot D_i \cdot \mu_s}$$

$$= \frac{4 \cdot 93,87 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot 261 \cdot 0,0263 m \cdot 25,37653 \cdot 10^{-7} N \cdot s / m^2}$$

$$= 6865200,014$$

2) Perhitungan Nusselt number (Nu_D)

Karena nilai $Re_D = 6865200,014$ maka termasuk aliran turbulen sehingga digunakan korelasi Nu_D dengan syarat :

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n$$

Dengan $n = 0,4$ untuk persamaan ($T_s > T_m$), sehingga :

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n$$

$$Nu_D = 0,023 \times 6865200,014^{\frac{4}{5}} \times 1^{0,4}$$

$$Nu_D = 7669,520175$$

3) Perhitungan koefisien konveksi di dalam pipa (h_{in})

Dengan harga $Nu_D = 1145,197787$, maka akan didapat koefisien konveksi pada bagian tube yaitu :

$$h_{in} = Nu_D \frac{k}{D_{in}}$$

$$= 7669,520175 \frac{56,21731915 W/m \cdot K}{0,0283 m}$$

$$= 25669,78481 W/m^2 \cdot K$$

4.4 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di luar Tube

Untuk mencari nilai koefisien Perpindahan Panas pada *shell*, harus diketahui terlebih dahulu harga *Reynold Number* (Re_D) dan *Nusselt Number* (Nu_D) pada *Shell*.

1) Perhitungan Reynold Number (Re_D)

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho_g \cdot V_{gmax} \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana Untuk mencari harga V_{gmax} pada susunan tube inline V_{max} terjadi pada A1

$$V_{gmax} = \frac{S_T}{S_T - D_{out}} V_g$$

Dengan rumus $V_g = \frac{Q}{A}$ dan $Q = \frac{m_g}{\rho}$

$$\text{Maka, } V_g = \frac{m_g}{\rho A}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{108,055556 \text{ kg/s}}{0,31457441 \text{ m}^3 \cdot \pi \cdot 0,0381 \text{ m} \cdot 60 \text{ m}} \\ &= 7,309003315 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{gmax} &= \frac{0,189 \text{ m}}{(0,189 - 0,0381) \text{ m}} 7,309003315 \text{ m/s} \\ &= 9,154417671 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dari harga V_{gmax} diatas maka dapat di masukkan dalam rumus,

$$\begin{aligned} Re_{Dmax} &= \frac{\rho_g \cdot V_{gmax} \cdot D_{out}}{\mu} \\ &= \frac{0,31457441 \text{ m}^3 \cdot 9,154417671 \text{ m/s} \cdot 0,0381 \text{ m}}{445,2571302 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \\ &= 2464,156051 \end{aligned}$$

2) Perhitungan Nusselt number (Nu_D)

Adapun korelasi yang digunakan untuk semua jajaran pipa (zakaukus) adalah dengan syarat

$$\left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D \max} \leq 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Didapat persamaan :

$$Nu_D = C \cdot Re_{D \max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

Pr_s diperoleh dari fungsi temperatur *surface* (T_s) yang didapat dari perhitungan konduksi pada silinder maka,

$$q = \frac{T_s - T_{steam}}{\frac{1}{2\pi r_{in} L h_{in}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{2\pi k L}}$$

$$\begin{aligned} q &= \dot{m} \times Cp \times \Delta T \\ &= 93,8752 \frac{kg}{s} \times 2,0690144 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times (726,7454 - 626,238)K \\ &= 19521,44711 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Laju perpindahan panas per tube

$$\begin{aligned} q_t &= \frac{q_{keseluruhan}}{N} \\ &= \frac{19521,44711 \frac{kJ}{s}}{261} \\ &= 74,7948165 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$q = \frac{T_s - T_{steam}}{\frac{1}{2\pi r_{in} L h_{in}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{2\pi k L}}$$

$$\begin{aligned} T_s &= \left(q_t \times \left(\frac{1}{2\pi r_{in} L h_{in}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{2\pi k L} \right) \right) + T_{steam} \\ &= 74,7948165 \cdot 10^3 W \times \left(\frac{1}{2\pi \cdot 0,0132 \text{ m} \cdot \frac{60 \text{ m}}{12} \cdot 2108,874 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right) \end{aligned}$$

$$+ \left(\frac{\ln \left(\frac{0,0132 \text{ m}}{0,0191 \text{ m}} \right)}{2\pi \cdot 44,63435852 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right) \cdot \frac{60 \text{ m}}{12}} \right) + 676,4918518 \text{ K}$$

$$= 682,096 \text{ K}$$

Sehingga Pr_s dapat dicari dengan bantuan tabel *Thermophysical Properties of Matter* menggunakan $T_s = 682,096 \text{ K}$

Tabel 4.6 Properti Pr

Properti	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
Pr _s	0,714	1,01	0,721	0,74

Untuk mengetahui besar Pr_s dapat dicari dengan cara memperhitungkan persentase massa masing – masing gas.

$$\begin{aligned} Pr_s &= (Pr_{CO_2}) \cdot (\% CO_2) + (Pr_{H_2O}) \cdot (\% H_2O) + \\ &\quad (Pr_{N_2}) \cdot (\% N_2) + (Pr_{O_2}) \cdot (\% O_2) \\ &= (0,714) \cdot (22,45839) + (1,01) \cdot (18,50663) + \\ &\quad (0,721) \cdot (28,2297) + (0,74) \cdot (30,80528) \\ &= 0,778765077 \end{aligned}$$

Pada tabel 7.5 *constant of equation 7.58 fundamental of heat and mass transfer* didapat konfigurasi pada *aligned* yakni $10^3 \geq Re_{D,max} \geq 2 \times 10^5$ dengan nilai $C_1 = 0,27$ dan $m = 0,63$ maka,

$$Nu_D = C \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu_D = 0,27 \cdot 2464,156^{0,63} \cdot 0,79087^{0,36} \cdot \left(\frac{0,7908}{0,7787} \right)^{1/4}$$

$$Nu_D = 34,12775431$$

- 3) Perhitungan Koefisien konveksi Diluar Tube / Shell (h_o)

$$h_o = \frac{Nu_D \times k}{D}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{34,12775431 \cdot 76,24203849 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{0,0381 \text{ m}} \\
&= 68,29316424 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
\end{aligned}$$

4.5 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient

Dengan perhitungan koefisien konveksi didalam tube dan shell maka dapat dihitung U (koefisien perpindahan panas keseluruhan), Dimana:

- Untuk harga k diambil dari tabel A.1 Thermophysical Properties of Selected Methalic Solid dengan bahan carbon steels pada Plain carbon untuk temperatur 676,4918518 K yaitu 44,6343585 $\text{W/m}\cdot\text{K}$

Jadi :

$$\begin{aligned}
\frac{1}{UA} &= \frac{1}{h_{in} A_{in}} + \frac{\ln(D_{out}/D_{in})}{2\pi K_{pipa} L_p} + \frac{1}{h_{out} A_{out}} \\
&= \frac{1}{25669,78481 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \cdot 4,95492 \text{ m}} + \frac{\ln(0,0263/0,0381)}{2 \cdot \pi \cdot 44,63435852 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}}\cdot\text{K}\right) \cdot 60} \\
&\quad + \frac{1}{68,2931 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \cdot 7,1781 \text{ m}} \\
&= 0,002073992
\end{aligned}$$

Maka,

$$UA = 482,1618967 \text{ J/s} \cdot \text{K}$$

4.6 Effectiveness

4.6.1 Perhitungan Heat Capacity

Sebelum mencari efektifitas dari *Secondary Superheater*, diketahui terlebih dahulu heat capacity, yaitu :

$$\begin{aligned}
C_c &= \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \\
&= 93,87529 \text{ kg/s} \cdot 5,196939 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{\text{kJ}} \\
&= 487864,1847 \text{ J/s} \cdot \text{K}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_h &= \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \\
&= 108,0556 \text{ kg/s} \cdot 1,401593188 \text{ kJ/kg} \cdot K \cdot \frac{1000 \text{ J}}{\text{kJ}} \\
&= 151449,9306 \text{ J/s} \cdot K \\
C_r &= \frac{C_{min}}{C_{max}} \\
&= \frac{151449,9306 \text{ J/s} \cdot K}{194229,3357 \text{ J/s} \cdot K} \\
&= 0,779747972
\end{aligned}$$

4.6.2 Perhitungan NTU dan Effectiveness

$$\begin{aligned}
NTU &= \frac{UA}{C_{min}} \\
&= \frac{482,1618967 \text{ J/s} \cdot K}{151449,9306 \text{ J/s} \cdot K} \\
&= 0,831003428
\end{aligned}$$

Pada boiler merupakan tipe Cross-flow (single pass) dimana C_{max} (*mixed*), C_{min} (*unmixed*):

$$\begin{aligned}
\varepsilon &= 1 - EXP(-Cr^{-1}\{1 - EXP[-Cr(NTU)]\}) \\
&= 1 - EXP(-0,3104^{-1}\{1 - EXP[-0,3104(0,8310034)]\}) \\
&= 0,837685402
\end{aligned}$$

Dengan cara yang sama , digunakan untuk menghitung data dengan pembebanan 75% dan 100%. Data yang telah dihitung kemudian didapatkan perbedaan pada perhitungan nilai *effectiveness* pada masing-masing pembebanan, yang kemudian dibuat dalam bentuk tabel sebagai berikut :

Tabel 4.7 Data Steam Setiap Pembebanan Pada *Secondary Superheater*

Diskripsi	Unit	Pembebanan		
Act load	MW	103	145	175
A-Temperatur in	°C	353,692	357,888	361,525
B- Temperatur out	°C	352,784	357,793	360,880
Temp. rata-rata	°C	353,238	357,841	361,202
	K	626,238	630,841	634,202
A-Temperatur out	°C	456,985	456,076	452,889
B- Temperatur out	°C	450,505	457,712	453,738
Temp. Rata-rata	°C	453,745	456,894	453,314
	K	726,745	729,894	726,314
T_f steam	K	676,491	680,367	680,258
Main stem flow	T/H	337,951	461,405	577,220
	kg/s	93,875	128,168	160,338
ρ_s	kg/m ³	0,3238	0,3222	0,3222
Cp_s	kJ/kgK	2,0690	2,0716	2,0715
μ_s	Ns/m ²	25,37653	25,5373	25,5328
k_s	W/mK	48,4312	48,7723	48,7627
Pr		1,362	1,339	1,3405

Tabel 4.8 Data Flue Gas Setiap Pembebanan pada *Secondary Superheater*

Diskripsi	Unit	Pembebanan		
Act load	MW	103	145	175
Temperatur in	°C	830,309	934,726	1071,226
	K	1103,309	1207,726	1344,226
Temperatur out	C	701,412	808,824	969,908
	K	974,412	1081,824	1242,908
Flue gas flow	kg/H	389000	524800	737500
	kg/s	108,0555	145,777	204,861
ρ_g	kg/m ⁴	0,3145	0,2707	0,2133
Cp_g	kJ/kgK	1,4015	1,4329	1,4740

μ_g	Ns/m ³	445,2571	475,0329	513,9577
ν_g	m ² /s	136,7494	157,4688	184,5546
k_g	W/mK	76,2420	83,2475	92,4056
Pr		0,7908	0,7888	0,7863
Pr_s		0,7787	0,7787	0,7787

Dari data properti diatas, didapatkan data hasil perhitungan
Tabel 4.9 Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas
 Didalam Tube pada *Secondary Superheater*

Load	m (kg/s)	D (m)	μ (kg/m.s)	$Re_{D,in}$
103 MW	93,875	0,0263	$25,37653 \cdot 10^{-7}$	6865200,01
145 MW	128,168	0,0263	$25,53734 \cdot 10^{-7}$	9314052,98
175 MW	160,338	0,0263	$25,53281 \cdot 10^{-7}$	11653985,6

Load	$Re_{D,in}$	Pr	$Nu_{D,in}$
103 MW	6865200,01	1,362368	7669,520175
145 MW	9314052,98	1,339941	9724,630103
175 MW	11653985,6	1,340573	11636,53327

Load	$Nu_{D,in}$	k (W/m.K)	D (m)	h_{in} (W/m.K)
103 MW	7669,52	$48,4312 \cdot 10^{-3}$	0,0263	25669,78481
145 MW	9724,63	$48,7723 \cdot 10^{-3}$	0,0263	32319,81575
175 MW	11636,53	$48,7627 \cdot 10^{-3}$	0,0263	38681,72786

Tabel 4.10 Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas
 Diluar Tube pada *Secondary Superheater*

Load	S_T (m)	D (m)	Vg (m/s)	Vg max (m/s)
103 MW	0,189	0,0381	7,309	9,154
145 MW	0,189	0,0381	11,458	14,351

175 MW	0,189	0,0381	20,431	25,589
--------	-------	--------	--------	--------

Load	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$V_{g,max}$ (m/s)	D (m)	$\mu(kg/m.s)$	$Re_{D,out}$
103 MW	0,314	9,154	0,0381	$445,257 \cdot 10^{-7}$	2464,156
145 MW	0,270	14,351	0,0381	$475,032 \cdot 10^{-7}$	3116,015
175 MW	0,213	25,589	0,0381	$513,957 \cdot 10^{-7}$	4047,287

Load	C	$Re_{D,out}$	Pr	Prs	m	$Nu_{D,out}$
103 MW	0,27	2464,156	0,7908	0,7787	0,63	34,1277
145 MW	0,27	3116,015	0,7888	0,7787	0,63	39,5058
175 MW	0,27	4047,287	0,7863	0,7787	0,63	46,4875

Load	$Nu_{D,out}$	k_{out} (W/m.K)	Do (m)	$h_{out}(W/m.K)$
103 MW	43,2121	$76,242 \cdot 10^3$	0,0381	68,2931
145 MW	46,5039	$83,247 \cdot 10^3$	0,0381	86,3192
175 MW	88,6832	$92,405 \cdot 10^3$	0,0381	112,7484

Tabel 4.11 Data Hasil Perhitungan NTU pada *Secondary Superheater*

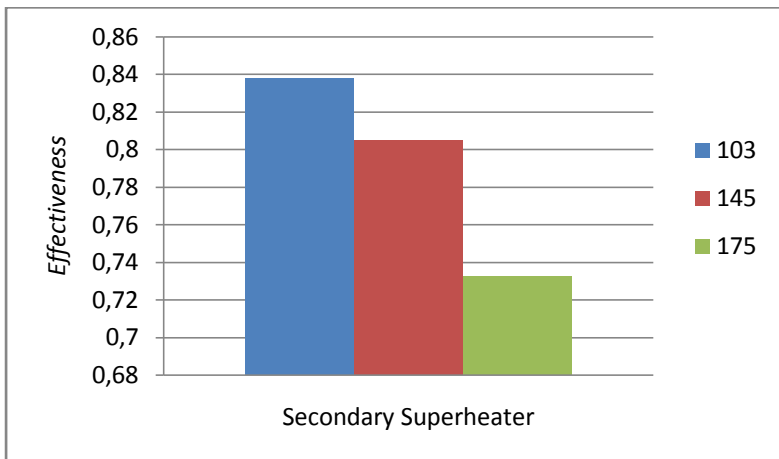
Load	UA (W/K)	N	Cmin (w/k)	NTU
103 MW	482,1618967	216	151449,9306	0,83100342
145 MW	607,5831422	261	208897,3154	0,75992035
175 MW	789,7306555	261	301969,6696	0,68410143

Tabel 4.12 Data Hasil Perhitungan *Effectiveness* (ϵ) pada *Secondary Superheater*

Load	Cr	NTU	ϵ
103 MW	0,310407097	0,83100342	0,837685402

145 MW	0,325826107	0,75992035	0,804790559
175 MW	0,375628703	0,68410143	0,7325991

Dari data tabel diatas didapat nilai *effectiveness* setiap pembebanan yang kemudian dibuat dalam bentuk grafik *effectiveness* terhadap pembebanan, yaitu sebagai berikut :



Gambar 4.1 Grafik *Effectiveness* pada *Secondary Superheater*

4.5 Analisa Hasil Perhitungan

Dari hasil perhitungan ini tingkat *effectiveness* tertinggi berada pada pembebanan 50% atau 103 MW. Hal ini disebabkan karena nilai rata-rata NTU yang tinggi dibandingkan pada kondisi yang lain. Selain itu ada salah satu faktor lainnya yang sangat berpengaruh terhadap perubahan *effectiveness* yaitu nilai Cr . Semakin kecil nilai Cr maka semakin baik *effectiveness*nya. Nilai Cr ini dipengaruhi nilai C_{min} dan nilai C_{max} . C_{min} di dapat dari nilai perbandingan nilai C_{cold} dan nilai C_{hot} dimana C_c dipengaruhi massa air, C_p air yang dapat lebih kecil ataupun lebih besar dan Ch dipengaruhi massa gas, C_p gas yang dapat lebih kecil ataupun besar pula maka apabila didapat nilai C_c lebih kecil

dari nilai Ch maka didapat C_{min} adalah C_c , dan apabila perbandingan nilai Ch lebih kecil dari pada C_c maka didapat C_{min} adalah Ch . Dari perhitungan ini juga didapatkan nilai *effectiveness* pada komponen boiler.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

1. Nilai *effectiveness* masing-masing pembebanan adalah pada pembebanan 50% yaitu sebesar 0,517715306, pada pembebanan 75% yaitu sebesar 0,488693419, dan pada pembebanan 100% yaitu sebesar 0,4520843
2. Nilai *effectiveness* rata-rata tertinggi berada pada kondisi pembebanan 50% yaitu sebesar 0,517715306 dengan pencapaian nilai NTU sebesar 0,831003428 dan Cr sebesar 0,310407097. Nilai *effectiveness* rata-rata terendah berada pada kondisi pembebanan 100% yaitu sebesar 0,4520843 dengan pencapaian nilai NTU sebesar 0,68410143 dan Cr sebesar 0,375628703.

5.2 Saran


Saran yang mungkin dapat diangkat dalam Tugas Akhir ini adalah berdasarkan nilai NTU, perbandingan massa gas buang dengan massa air yang sesuai dan temperatur yang sesuai dengan kemampuan instalasi sehingga dapat menghasilkan nilai *effectiveness* yang maksimal. Semoga pada penelitian-penelitian boiler yang lain, mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan referensi kepada peneliti lain untuk meneliti performa boiler, serta memberikan manfaat kepada pihak PLTU Unit 4, PT PJB UP Gresik untuk mengetahui kondisi boiler yang optimal.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA



1. UNEP. 2006. “*Boiler & Pemanas Fluida Thermis*”. United Nation Environment Program.
2. Incopera, Frank P. And Dewitt, David P. 2002” *Introduction to Heat Transfer Sixth Edition*”. Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
3. J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2006. “*Fundamental of Engineering Thermodynamics*”, 2nd edition, New York : John Willey & Sons, Inc.
4. UNEP. 2006. “*Fuels and combustion*”. United Nation Environment Program.
5. Haar, L., Gallagher, J. S., and Kell, G. S. 1984 “*Thermodynamic and Transport Properties and Computer Programs for Vapor and Liquid States of Water in S.I. Units*”. NBS/NRC, Hemisphere, Washington, D.C.

LAMPIRAN 1



PT PETROKIMIA GRESIK

Produsen pupuk terlengkap di Indonesia

KANTOR PUSAT :

Alamat : Jl. Jenderal Ahtman Yuni, Gresik 61129
 Kotak Pos : 102 Gresik 61101
 Telepon : (031) 3981811 - 3981814, 3982100, 3982200
 Facsimile : (031) 3981722, 3982272
 E-mail : ppg@petrokimia-gresik.com
 Home Page : www.petrokimia-gresik.com

KANTOR PERWAKILAN :

Alamat : Jl. Tanah Abang III No. 16 Jakarta 10160
 Kotak Pos : 1365 Jakarta 10000
 Telepon : (021) 3446459, 3446645
 Facsimile : (021) 3841994
 E-mail : petrog@kita.net.id
 petrak@petrokimia-gresik.com

PUSAT LAYANAN PELANGGAN :

Telepon Bebas Pulsa : 0800.1.635363 & 0800.1.888777
 Facsimile : (031) 3979976
 E-mail : layananpelanggan@petrokimia-gresik.com

Gresik 3 Februari 2014
 Nomor : 0134 /SA.04 01/39/KR/2014

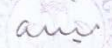
LAPORAN HASIL UJI

(Analysis Report)

Nomor Lab	: 915
Jenis Contoh	: Natural Gas
Sample	
Tgl. Pengambilan Contoh	: 29 Januari 2014
Sample Date	
Tempat Pengambilan Contoh	: SFC # 2 PLTU Gresik
Sample take	
	Pressure : - psig
	Temperature : - °F
Permintaan	: PT PJB Unit Pembangkitan Gresik
Requested By	
Referensi	: Dep. Jasa Teknik & Konstruksi PT. Petrokimia Gresik
Reference	

Jenis Uji	Satuan	Hasil Uji
Item of Analysis	Unit	Analysis Result
1. Nitrogen N_2	% Mole	: 1.164
2. Carbon Dioxide CO_2	% Mole	: 0.858
3. Methane CH_4	% Mole	: 92.669
4. Ethane C_2H_6	% Mole	: 4.315
5. Propane C_3H_8	% Mole	: 0.917
6. I-Butane $i-C_4H_{10}$	% Mole	: 0.042
7. N-Butane $n-C_4H_{10}$	% Mole	: 0.006
8. I-Pentane $i-C_5H_{12}$	% Mole	: 0.000
9. N-Pentane $n-C_5H_{12}$	% Mole	: 0.000
10. Hexane Plus C_6^+	% Mole	: 0.029
Total (% Mol) :		100.000
11. Compressibility Factor @ 60°F, 14.7 psia		: 0.99773
12. Specific Gravity Gas Real @ 60°F, 14.7 psia		: 0.59809
13. Gross Heating Value, BTU / Real CF		: 1041.07167

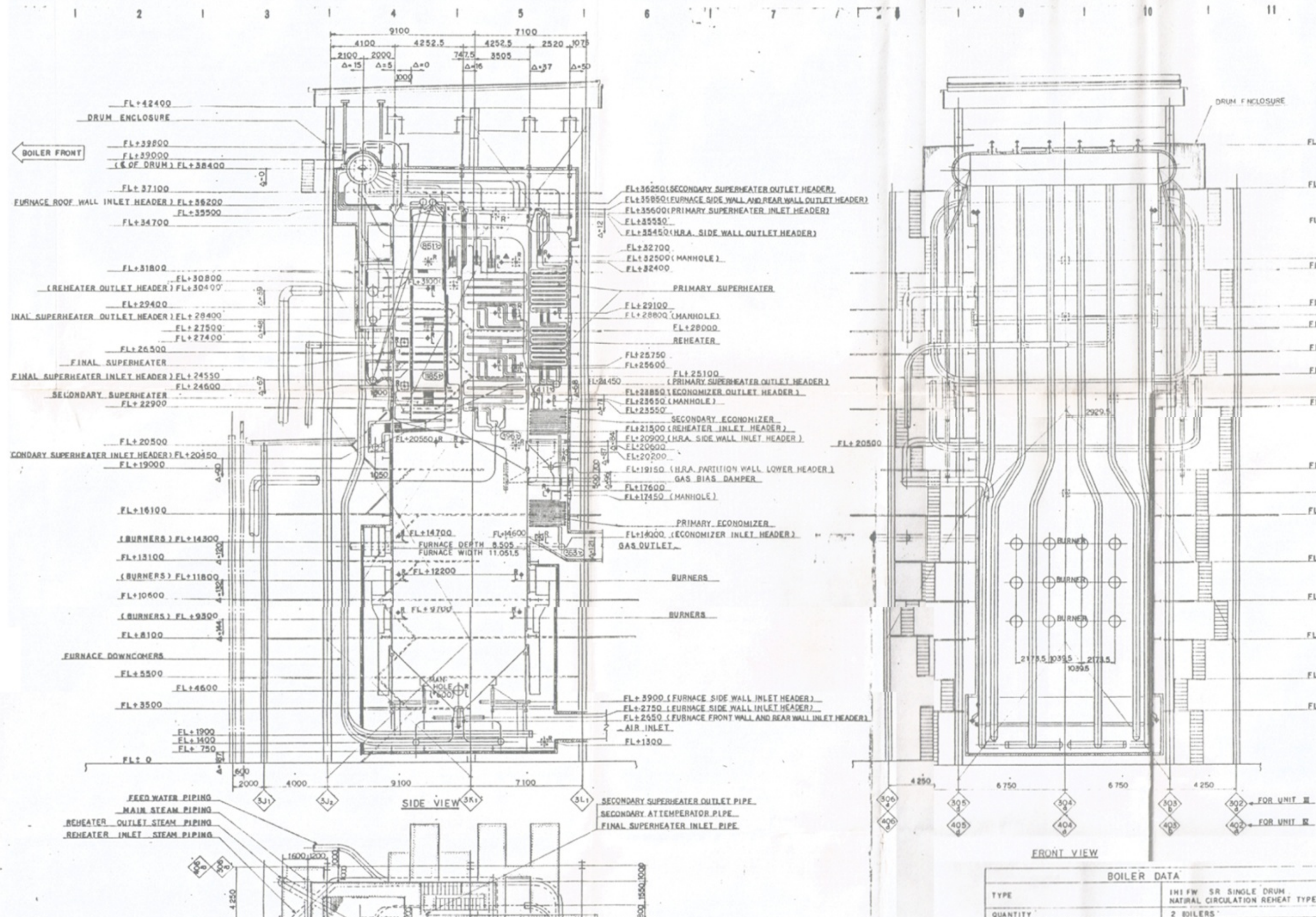
PT. Petrokimia Gresik
 Dep. Proses & Pengelolaan Energi


 Ir. Anis Emani, MT
 Manager

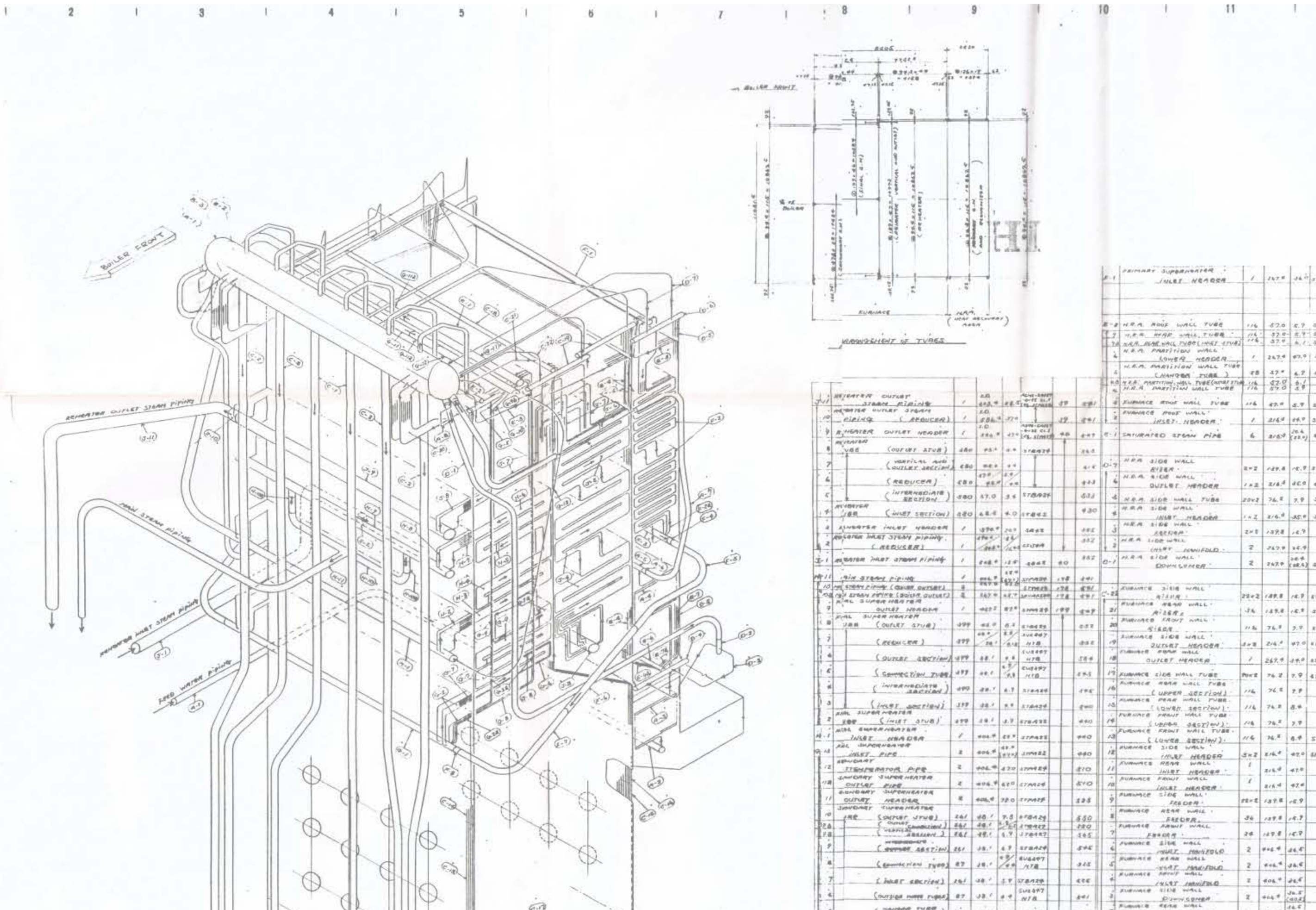
Hasil Uji hanya berlaku untuk Contoh yang di Uji

LAMPIRAN 2

PT PEMBANGKITAN JAWA BALL UNIT PEMBANGKITAN GRESEK										No. Dokumen : FMG-17.1.38			
PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM										No revisi : 00			
FORMULIR										Tgl Berlaku : 01 Agustus 2013			
PENGUJIAN FLUE GAS DAN BAHAN BAKAR MINYAK # 3-4										Halaman : 1 dari 1			
UNIT : 3 - 4			DATA PERFORMANCE FLUE GAS										
HAIR/ TANGKAL : RABU,18 MARET 2015													
Lokasi : Eco Outlet 3	Suhu °C	SAMPLING POINT	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO (%)	N ₂ (%)	O ₂ Analyzer ECO OUT	LOAD	LOKASI	PARAMETER			
Bahan : 160 MW	295,9	B	11,00	1,50	0,0019	87,50	Side A	Side B	%	CO ₂ %	O ₂ %	CO %	N ₂ %
Waktu : 13.00-14.00 WIB									Economiser	14,27	1,94	0,00	83,79
Rata-rata									Smoke inlet	12,76	3,24	0,00	84,00
Lokasi : Eco Outlet 3	106,3	A	8,90	5,10	0,0001	86,00			Economiser	15,09	0,96	0,00	83,95
Bahan : 160 MW	108,9	B	8,20	6,50	0,0004	85,30			Smoke inlet	13,50	2,90	0,00	83,80
Waktu : 13.00-14.00 WIB									Economiser	15,11	0,85	0,00	84,04
Rata-rata									Smoke inlet	13,73	2,70	0,00	83,57
Lokasi : Eco Outlet 4	342,3	A	11,40	0,80	0,0011	87,80			HASIL ANALISA BAHAN BAKAR				
Bahan : 160 MW	341	B	11,30	0,90	0,0007	87,80							
Waktu : 13.00-14.00 WIB													
Rata-rata													
Lokasi : AH Outlet 4	103,3	A	6,50	9,40	0,0005	84,1			PARAMETER				
Bahan : 160 MW	122,3	B	8,90	5,20	0,0006	85,90							
Waktu : 13.00-14.00 WIB													
Rata-rata													



LAMPIRAN 4



LAMPIRAN 5

Date : 03 FEBRUARI 2014

Sampling Location : PLTU UNIT 3/4

No .	Constituent	Molecular Weight	Gas Analysis % by vol	Relative Weight per 100 mol of fuel	% by wt	Heat of Combustion	Heat per kg fuel
1	Nitrogen (N ₂)	28,016	1,164	32,61062	1,88246		
2	Carbon dioxide (CO ₂)	44,01	0,858	37,76058	2,17974		
3	Methane (CH ₄)	16,042	92,669	1486,59610	85,8141	13260	11378,9 5843
4	Ethane (C ₂ H ₆)	30,068	4,312	129,65322	7,48427	12400	928,049 15
5	Propane (C ₃ H ₈)	44,094	0,917	40,43420	2,33408	12040	281,022 65
6	Iso Butane (i-C ₄ H ₁₀)	58,12	0,042	2,44104	0,14091	11820	16,6555 3
7	Normal Butane (n-C ₄ H ₁₀)	58,12	0,006	0,34872	0,02013	11850	2,38540
8	Pentane (C ₅ H ₁₂)	72,146				11650	0
9	Iso Pentane (i-C ₅ H ₁₂)	72,146	0	0		11690	0
10	Normal Pentane (n-C ₅ H ₁₂)	72,146	0	0		11720	0

LAMPIRAN 6

Date : 3 FEBRUARI 2014

Sampling Location : PLTU UNIT 3/4

No.	Constituent	% by wt	Carbon % in Hydro-Carbon		Hydrogen % in Hydro-Carbon	
			Ratio	% by wt	Ratio	% by wt
1	Nitrogen (N ₂)	1,88246				
2	Carbon dioxide (CO ₂)	2,17974				
3	Methane (CH ₄)	85,81417	12,01/16,042	64,24561	4,032/16,042	21,56855
4	Ethane (C ₂ H ₆)	7,48427	24,02/30,068	5,60317	6,048/30,068	1,88110
5	Propane (C ₃ H ₈)	2,33408	36,03/44,094	1,74743	8,064/44,094	0,58665
6	Iso Butane (i-C ₄ H ₁₀)	0,14091	48,04/58,12	0,10549	10,08/58,12	0,03542
7	Normal Butane (n-C ₄ H ₁₀)	0,02013	48,04/58,12	0,01507	10,08/58,12	0,00506
8	Iso Pentane (i-C ₅ H ₁₂)		60,05/72,146	0	12,096/72,146	0
9	Normal Pentane (n-C ₅ H ₁₂)	0	60,05/72,146	0	12,096/72,146	0
10	Hexanes (C ₆ H ₁₄)	0,14425	72,06/86,172	0,10800	14,112/86,172	0,03626
11	Moisture Content	0,00000				

100

71,82477

24,11303

Carbon

71,82477

Hydrogen

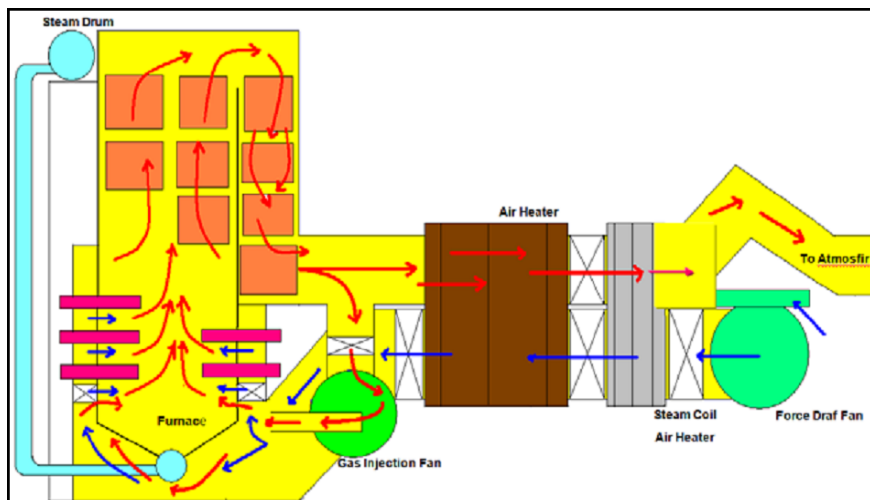
24,11303

Lampiran 7 : tabel Heat Echanger NTU Relation

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28b)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$ $NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$	$(C_r < 1)$ $(C_r = 1)$ (11.29b)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}\right)$ $E = \frac{2\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(11.30b) (11.30c)
n shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$ $F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$	$NTU = n(NTU)_1$ (11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass)		
C_{max} (mixed), C_{min} (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(11.33b)
C_{min} (mixed), C_{max} (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(11.34b)
All exchangers ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(11.35b)

air and flue gas system



Lampiran 8 Thermophysical Properties of Compressed Water and Superheated Steam

50 bar					
t (°C)	ν ($\times 10^3$)	ρ	h	u	s
780	96.23	10.392	4089.1	3608.0	7.6988
800	98.15	10.189	4137.0	3646.3	7.7438
850	102.93	9.716	4257.5	3742.9	7.8536
900	107.68	9.287	4379.4	3841.0	7.9598
950	112.42	8.895	4502.7	3940.6	8.0627
1000	117.15	8.536	4627.4	4041.7	8.1626
1100	126.56	7.901	4881.1	4248.3	8.3543
1200	135.94	7.356	5140.2	4460.5	8.5365
1300	145.29	6.883	5404.5	4678.1	8.7101
1400	154.62	6.468	5673.8	4900.8	8.8760
1500	163.93	6.100	5947.7	5128.1	9.0350
1600	173.24	5.7725	6225.9	5359.7	9.1876
1700	182.53	5.4786	6507.9	5595.3	9.3343
1800	191.81	5.2134	6793.6	5834.5	9.4755
1900	201.09	4.9728	7082.6	6077.2	9.6117
2000	210.37	4.7536	7374.8	6323.0	9.7431
100 bar ($t_s = 311.031$ °C)					
t (°C)	ν ($\times 10^3$)	ρ	h	u	s
t_s	1.45216	688.63	1407.28	1392.75	3.35912
t_g	18.025	55.48	2724.5	2544.3	5.6139
0	0.99521	1004.81	10.10	0.15	0.00045
5	0.99522	1004.80	30.92	20.97	0.07599
10	0.99561	1004.41	51.69	41.73	0.14998
15	0.99631	1003.70	72.44	62.47	0.22262
20	0.99730	1002.71	93.20	83.22	0.29405
25	0.99853	1001.48	113.97	103.98	0.36431
30	0.99998	1000.02	134.75	124.75	0.43344
35	1.00165	998.36	155.54	145.52	0.50146
40	1.00350	996.51	176.33	166.30	0.56839
45	1.00554	994.49	197.13	187.07	0.63428
50	1.00775	992.31	217.93	207.85	0.69914
55	1.01013	989.97	238.73	228.62	0.76301
60	1.01267	987.48	259.53	249.40	0.82592
65	1.01537	984.86	280.34	270.19	0.88793
70	1.01822	982.10	301.16	290.98	0.94905
75	1.02122	979.22	322.00	311.79	1.00934
80	1.02437	976.21	342.85	332.61	1.06881
85	1.02767	973.07	363.73	353.45	1.12751
90	1.03112	969.82	384.63	374.32	1.18546
95	1.03471	966.46	405.56	395.21	1.24270
100	1.03844	962.98	426.52	416.13	1.29924
105	1.04233	959.39	447.51	437.08	1.35512
110	1.04636	955.70	468.53	458.07	1.41036
115	1.05053	951.90	489.59	479.09	1.46498
120	1.05486	947.99	510.70	500.15	1.51899
125	1.05935	943.98	531.84	521.24	1.57243
130	1.06398	939.87	553.02	542.38	1.62531
100 bar ($t_s = 311.031$ °C)					
t (°C)	ν ($\times 10^3$)	ρ	h	u	s
135	1.06878	935.65	574.26	536.57	1.67765
140	1.07374	931.33	595.53	584.80	1.72947
145	1.07886	926.90	616.86	606.08	1.78079
150	1.08416	922.38	638.25	627.41	1.83162
155	1.08963	917.74	659.69	648.79	1.88199
160	1.09528	913.00	681.19	670.24	1.93192
165	1.10113	908.16	702.75	691.74	1.98142
170	1.10717	903.20	724.39	713.31	2.03051
175	1.11342	898.14	746.09	734.96	2.07922
180	1.11988	892.96	767.88	756.68	2.12756
185	1.12656	887.66	789.74	778.48	2.17555
190	1.13348	882.24	811.70	800.37	2.22322
195	1.14064	876.70	833.76	822.35	2.27058
200	1.14806	871.03	855.91	844.43	2.31766
205	1.15576	865.23	878.18	866.63	2.36448
210	1.16375	859.29	900.57	888.94	2.41106
215	1.17205	853.21	923.09	911.37	2.45743
220	1.18068	846.97	945.75	933.95	2.50361
225	1.18966	840.58	968.56	956.67	2.54964
230	1.19902	834.02	991.54	979.55	2.59553
235	1.20878	827.28	1014.69	1002.60	2.64131
240	1.21898	820.36	1038.03	1025.84	2.68702
245	1.22966	813.23	1061.58	1049.29	2.73270
250	1.24085	805.90	1085.36	1072.96	2.77837
255	1.25261	798.34	1109.39	1096.87	2.82408
260	1.26498	790.52	1133.69	1121.04	2.86988
265	1.27804	782.45	1158.29	1145.51	2.91580
270	1.29187	774.07	1183.22	1170.31	2.96192
275	1.30654	765.38	1208.52	1195.46	3.00828
280	1.32217	756.33	1234.23	1221.01	3.05497
285	1.33889	746.89	1260.40	1247.01	3.10206
290	1.35687	736.99	1287.09	1273.52	3.14967
295	1.37630	726.58	1314.39	1300.62	3.19792
300	1.39746	715.58	1342.38	1328.40	3.24697
305	1.42070	703.88	1371.19	1356.98	3.29702
310	1.44648	691.34	1400.99	1386.53	3.34835
315	18.592	53.786	2750.6	2564.7	5.6585
320	19.248	51.952	2780.6	2588.2	5.7093
325	19.855	50.356	2808.1	2609.6	5.7555
330	20.421	48.959	2833.6	2629.4	5.7979
335	20.956	47.719	2857.5	2648.0	5.8374
340	21.464	46.590	2880.1	2665.5	5.8745
345	21.950	45.559	2901.6	2682.2	5.9094
350	22.416	44.612	2922.2	2698.1	5.9425
355	22.865	43.734	2942.0	2713.3	5.9741
360	23.300	42.918	2961.0	2728.0	6.0043
365	23.722	42.155	2979.4	2742.2	6.0333
370	24.132	41.438	2997.3	2756.0	6.0612
375	24.532	40.763	3014.7	2769.4	6.0882
380	24.923	40.124	3031.7	2782.5	6.1143
385	25.305	39.518	3048.3	2795.2	6.1395

Lampiran 8 (Lanjutan)

t (°C)	100 bar				
	$\nu (\times 10^3)$	ρ	h	u	s
390	25.679	38.942	3064.5	2807.7	6.1641
395	26.047	38.392	3080.5	2820.0	6.1880
400	26.408	37.867	3096.1	2832.0	6.2114
410	27.113	36.883	3126.6	2855.5	6.2563
420	27.797	35.976	3156.2	2878.3	6.2994
430	28.463	35.133	3185.1	2900.5	6.3408
440	29.114	34.347	3213.4	2922.3	6.3807
450	29.752	33.611	3241.1	2943.6	6.4194
460	30.378	32.919	3268.4	2964.6	6.4568
470	30.993	32.266	3295.3	2985.4	6.4932
480	31.598	31.647	3321.8	3005.8	6.5287
490	32.195	31.061	3348.0	3026.1	6.5633
500	32.784	30.503	3374.0	3046.2	6.5971
520	33.940	29.463	3425.3	3085.9	6.6625
540	35.073	28.512	3475.8	3125.1	6.7255
560	36.186	27.635	3525.8	3164.0	6.7862
580	37.281	26.824	3575.4	3202.6	6.8451
600	38.361	26.068	3624.7	3241.1	6.9022
620	39.427	25.363	3673.8	3279.5	6.9577
640	40.482	24.702	3722.7	3317.9	7.0119
660	41.527	24.081	3771.5	3356.2	7.0648
680	42.562	23.495	3820.3	3394.6	7.1165
700	43.590	22.941	3869.0	3433.1	7.1671
720	44.610	22.417	3917.7	3471.6	7.2167
740	45.623	21.919	3966.5	3510.3	7.2653
760	46.631	21.445	4015.4	3549.1	7.3131
780	47.633	20.994	4064.4	3588.1	7.3600
800	48.630	20.564	4113.5	3627.2	7.4062
850	51.10	19.568	4236.7	3725.7	7.5184
900	53.55	18.673	4360.9	3825.3	7.6266
950	55.99	17.861	4486.1	3926.3	7.7311
1000	58.40	17.122	4612.5	4028.5	7.8324
1100	63.20	15.822	4869.0	4236.9	8.0263
1200	67.96	14.714	5130.3	4450.6	8.2100
1300	72.70	13.755	5396.4	4669.4	8.3847
1400	77.41	12.918	5667.1	4893.0	8.5516
1500	82.11	12.178	5942.2	5121.1	8.7112
1600	86.80	11.521	6221.3	5353.3	8.8644
1700	91.48	10.932	6504.2	5589.5	9.0115
1800	96.15	10.401	6790.6	5829.2	9.1531
1900	100.81	9.920	7080.3	6072.3	9.2895
2000	105.46	9.482	7373.1	6318.4	9.4212

t (°C)	200 bar ($t_c = 365.800\text{ }^{\circ}\text{C}$)				
	$\nu (\times 10^3)$	ρ	h	u	s
t_l	2.0360	491.2	1826.7	1786.0	4.0146
t_g	5.874	170.25	2413.6	2296.1	4.9330
0	0.99037	1009.73	20.08	0.28	0.00066

t (°C)	200 bar ($t_c = 365.800\text{ }^{\circ}\text{C}$)				
	$\nu (\times 10^3)$	ρ	h	u	s
10	0.99105	1009.03	61.27	41.45	0.14876
15	0.99185	1008.21	81.86	62.03	0.22084
20	0.99291	1007.14	102.48	82.62	0.29176
25	0.99420	1005.84	123.11	103.23	0.36157
30	0.99569	1004.33	143.77	123.86	0.43028
35	0.99738	1002.63	164.44	144.50	0.49792
40	0.99924	1000.76	185.13	165.14	0.56449
45	1.00128	998.72	205.81	185.79	0.63003
50	1.00349	996.53	226.50	206.43	0.69456
55	1.00585	994.19	247.20	227.08	0.75811
60	1.00836	991.71	267.90	247.73	0.82072
65	1.01102	989.10	288.61	268.39	0.88242
70	1.01383	986.36	309.33	289.05	0.94325
75	1.01677	983.50	330.07	309.73	1.00324
80	1.01986	980.52	350.82	330.42	1.06243
85	1.02309	977.43	371.59	351.13	1.12084
90	1.02646	974.22	392.39	371.86	1.17851
95	1.02997	970.90	413.22	392.62	1.23546
100	1.03361	967.48	434.07	413.40	1.29172
105	1.03740	963.95	454.95	434.20	1.34732
110	1.04132	960.32	475.87	455.04	1.40227
115	1.04538	956.59	496.82	475.91	1.45659
120	1.04958	952.76	517.81	496.81	1.51032
125	1.05393	948.83	538.83	517.75	1.56346
130	1.05842	944.81	559.90	538.73	1.61603
135	1.06305	940.69	581.00	559.74	1.66806
140	1.06784	936.47	602.15	580.79	1.71957
145	1.07279	932.15	623.35	601.89	1.77056
150	1.0779	927.7	644.6	623.0	1.8211
155	1.0832	923.2	665.9	644.2	1.8711
160	1.0886	918.6	687.2	665.5	1.9207
165	1.0942	913.9	708.6	686.7	1.9698
170	1.1000	909.1	730.1	708.1	2.0185
175	1.1059	904.2	751.6	729.5	2.0668
180	1.1121	899.2	773.2	751.0	2.1147
185	1.1185	894.1	794.9	772.5	2.1623
190	1.1251	888.8	816.6	794.1	2.2095
195	1.1318	883.5	838.5	815.8	2.2564
200	1.1389	878.1	860.4	837.6	2.3030
205	1.1461	872.5	882.4	859.5	2.3493
210	1.1537	866.8	904.5	881.5	2.3953
215	1.1615	861.0	926.8	903.5	2.4411
220	1.1695	855.0	949.1	925.7	2.4866
225	1.1779	849.0	971.6	948.0	2.5320
230	1.1866	842.7	994.2	970.5	2.5771
235	1.1956	836.4	1017.0	993.1	2.6221
240	1.2051	829.8	1039.9	1015.8	2.6670
245	1.2148	823.1	1063.0	1038.7	2.7118
250	1.2251	816.3	1086.3	1061.8	2.7565

Lampiran 8 (Lanjutan)

t (°C)	200 bar				
	ν ($\times 10^3$)	h	u	s	
260	1.2469	802.0	1133.4	1108.5	2.8458
265	1.2586	794.5	1157.3	1132.2	2.8905
270	1.2709	786.9	1181.5	1156.1	2.9352
275	1.2838	779.0	1206.0	1180.3	2.9800
280	1.2974	770.8	1230.7	1204.8	3.0250
285	1.3118	762.3	1255.8	1229.6	3.0701
290	1.3270	753.6	1281.3	1254.7	3.1155
295	1.3432	744.5	1307.1	1280.3	3.1612
300	1.3605	735.0	1333.4	1306.2	3.2073
305	1.3790	725.1	1360.3	1332.7	3.2539
310	1.3990	714.8	1387.7	1359.7	3.3011
315	1.4206	703.9	1415.7	1387.3	3.3490
320	1.4442	692.4	1444.5	1415.6	3.3978
325	1.4702	680.2	1474.2	1444.8	3.4476
330	1.4990	667.1	1505.0	1475.0	3.4988
335	1.5314	653.0	1537.0	1506.4	3.5518
340	1.5585	637.5	1570.7	1539.4	3.6070
345	1.6120	620.4	1606.6	1574.3	3.6652
350	1.6545	600.8	1645.4	1612.1	3.7277
355	1.7314	577.6	1688.6	1654.0	3.7968
360	1.8248	548.0	1739.7	1703.2	3.8778
365	1.9900	502.5	1810.4	1770.6	3.9890
370	6.305	144.82	2523.8	2385.7	5.1050
375	7.568	130.42	2601.0	2447.6	5.2246
380	8.256	121.13	2658.6	2493.4	5.3131
385	8.752	114.27	2706.0	2531.0	5.3855
390	9.188	108.83	2747.0	2563.3	5.4476
395	9.583	104.35	2783.6	2592.0	5.5025
400	9.946	100.54	2816.9	2617.9	5.5521
405	10.284	97.24	2847.5	2641.8	5.5975
410	10.502	94.32	2876.1	2664.1	5.6395
415	10.303	91.72	2903.0	2684.9	5.6787
420	11.190	89.37	2928.5	2704.7	5.7156
425	11.464	87.23	2952.7	2723.4	5.7505
430	11.728	85.26	2975.9	2741.4	5.7836
435	11.983	83.45	2998.3	2758.6	5.8152
440	12.230	81.77	3019.8	2775.2	5.8455
445	12.469	80.20	3040.6	2791.2	5.8746
450	12.701	78.73	3060.8	2806.8	5.9026
460	13.149	76.05	3099.6	2836.6	5.9559
470	13.577	73.65	3136.6	2865.0	6.0060
480	13.988	71.49	3172.0	2892.3	6.0534
490	14.384	69.52	3206.3	2918.6	6.0986
500	14.769	67.71	3239.4	2944.1	6.1417
520	15.506	64.49	3303.2	2993.1	6.2232
540	16.208	61.70	3364.2	3040.1	6.2992
560	16.883	59.23	3423.2	3085.5	6.3708
580	17.536	57.03	3480.6	3129.8	6.4389
600	18.169	55.04	3536.7	3173.3	6.5039
620	18.786	53.23	3591.7	3216.0	6.5663
640	19.390	51.57	3646.0	3258.2	6.6264

t (°C)	200 bar				
	ν ($\times 10^3$)	h	u	s	
660	19.981	50.05	3699.7	3300.1	6.6845
680	20.562	48.63	3752.8	3341.6	6.7408
700	21.133	47.32	3805.5	3382.8	6.7955
720	21.696	46.09	3857.9	3424.0	6.8488
740	22.252	44.94	3910.0	3465.0	6.9008
760	22.802	43.86	3961.9	3505.9	6.9515
780	23.345	42.84	4013.7	3546.8	7.0012
800	22.883	41.87	4065.4	3587.8	7.0498
850	25.207	39.67	4194.4	3690.3	7.1673
900	26.508	37.72	4323.5	3793.3	7.2797
950	27.785	35.99	4452.9	3897.1	7.3877
1000	29.053	34.42	4582.8	4001.8	7.4919
1200	34.00	29.41	5111.	4431.	7.877
1400	38.83	25.75	5654.	4878.	8.223
1600	43.59	22.94	6213.	5341.	8.538
1800	48.32	20.69	6785.	5819.	8.828
2000	53.02	18.86	7370.	6310.	9.098

t (°C)	500 bar				
	ν ($\times 10^3$)	p	h	u	s
0	0.97674	1023.82	49.20	0.36	-0.00076
5	0.97734	1023.19	69.30	20.43	0.07216
10	0.97818	1022.31	89.43	40.52	0.14388
15	0.97924	1021.20	109.61	60.65	0.21454
20	0.98049	1019.90	129.85	80.83	0.28419
25	0.98192	1018.41	150.15	101.05	0.35283
30	0.98352	1016.75	170.48	121.31	0.42046
35	0.98528	1014.94	190.84	141.58	0.48709
40	0.98718	1012.98	211.23	161.87	0.55270
45	0.98923	1010.89	231.62	182.16	0.61732
50	0.99141	1008.66	252.03	202.46	0.68097
55	0.99373	1006.31	272.45	222.76	0.74367
60	0.99617	1003.84	292.88	243.07	0.80544
65	0.99874	1001.26	313.31	263.38	0.86633
70	1.00143	998.57	333.76	283.69	0.92636
75	1.00425	995.77	354.23	304.01	0.98557
80	1.00719	992.86	374.71	324.35	1.04398
85	1.01024	989.86	395.21	344.69	1.10162
90	1.01342	986.76	415.73	365.06	1.15852
95	1.01671	983.56	436.27	385.44	1.21471
100	1.02012	980.27	456.84	405.84	1.27021
105	1.02365	976.90	477.44	426.26	1.32504
110	1.02729	973.43	498.06	446.70	1.37922
115	1.03106	969.88	518.72	467.16	1.43277
120	1.03494	966.24	539.40	487.65	1.48571
125	1.03894	962.52	560.11	508.16	1.53807
130	1.04306	958.72	580.85	528.70	1.58984
135	1.04730	954.83	601.63	549.27	1.64106
140	1.05167	950.87	622.44	569.86	1.69173
145	1.05617	946.82	643.28	590.48	1.74188

Lampiran 9Thermophysical Properties of Superheated Steam

(Specific Heat Capacity at Constant Pressure)

t (°C)	P (bar)									
	0	1	5	10	20	50	100	200	500	1000
0	1.859	4.228	4.226	4.223	4.218	4.202	4.177	4.130	4.021	3.909
20	1.863	4.183	4.182	4.180	4.177	4.168	4.153	4.125	4.054	3.968
40	1.868	4.182	4.181	4.180	4.178	4.170	4.155	4.137	4.078	4.002
60	1.875	4.183	4.182	4.181	4.178	4.172	4.161	4.141	4.086	4.012
80	1.882	4.194	4.193	4.192	4.190	4.183	4.173	4.153	4.098	4.023
100	1.890	2.042	4.216	4.215	4.213	4.206	4.195	4.174	4.117	4.039
120	1.899	2.005	4.248	4.247	4.244	4.237	4.224	4.201	4.140	4.057
140	1.908	1.986	4.288	4.286	4.284	4.275	4.261	4.234	4.165	4.075
160	1.918	1.977	2.267	4.337	4.334	4.323	4.306	4.275	4.195	4.094
180	1.929	1.974	2.188	2.556	4.399	4.386	4.365	4.327	4.231	4.115
200	1.940	1.975	2.138	2.400	4.486	4.469	4.442	4.394	4.277	4.141
220	1.951	1.980	2.106	2.301	2.861	4.583	4.547	4.482	4.335	4.173
240	1.963	1.986	2.087	2.236	2.635	4.740	4.689	4.601	4.409	4.213
260	1.975	1.994	2.076	2.194	2.490	4.967	4.889	4.761	4.504	4.262
280	1.987	2.003	2.071	2.165	2.394	3.614	5.186	4.983	4.623	4.321
300	2.000	2.013	2.069	2.147	2.328	3.181	5.675	5.311	4.775	4.391
310	2.006	2.018	2.070	2.141	2.303	3.033	6.073	5.541	4.866	4.430
320	2.012	2.023	2.071	2.136	2.282	2.914	5.726	5.846	4.970	4.472
330	2.018	2.029	2.073	2.132	2.265	2.817	4.932	6.273	5.088	4.517
340	2.025	2.035	2.075	2.130	2.250	2.738	4.404	6.933	5.225	4.564
350	2.031	2.040	2.078	2.128	2.239	2.672	4.027	8.138	5.384	4.615
360	2.037	2.046	2.081	2.128	2.229	2.616	3.746	11.461	5.571	4.668
370	2.044	2.052	2.085	2.128	2.221	2.570	3.528	18.863	5.794	4.725
380	2.051	2.058	2.088	2.129	2.214	2.530	3.355	10.329	6.061	4.784
390	2.057	2.064	2.093	2.130	2.209	2.497	3.215	7.714	6.388	4.846
400	2.064	2.070	2.097	2.132	2.205	2.468	3.100	6.371	6.789	4.911
420	2.077	2.083	2.106	2.137	2.201	2.423	2.924	4.966	7.871	5.047
440	2.090	2.095	2.116	2.143	2.199	2.389	2.799	4.232	9.169	5.189
460	2.104	2.108	2.127	2.150	2.200	2.365	2.706	3.782	9.635	5.331
480	2.117	2.121	2.138	2.159	2.203	2.347	2.637	3.482	8.636	5.460
500	2.131	2.135	2.150	2.168	2.208	2.335	2.584	3.269	7.239	5.557
520	2.145	2.148	2.161	2.178	2.213	2.327	2.544	3.113	6.127	5.604
540	2.158	2.162	2.174	2.189	2.221	2.322	2.513	2.996	5.336	5.581
560	2.173	2.175	2.186	2.200	2.229	2.320	2.489	2.905	4.775	5.484
580	2.187	2.189	2.199	2.212	2.238	2.320	2.472	2.834	4.367	5.324
600	2.201	2.203	2.212	2.224	2.247	2.322	2.458	2.778	4.062	5.123
650	2.236	2.238	2.245	2.255	2.274	2.333	2.440	2.682	3.567	4.581
700	2.272	2.273	2.279	2.287	2.303	2.351	2.437	2.627	3.283	4.129
750	2.307	2.308	2.313	2.320	2.333	2.373	2.444	2.597	3.106	3.797
800	2.342	2.343	2.348	2.353	2.364	2.398	2.456	2.583	2.992	3.561
850	2.377	2.378	2.382	2.386	2.396	2.424	2.474	2.579	2.916	3.392
900	2.411	2.412	2.415	2.419	2.427	2.452	2.494	2.583	2.866	3.269
950	2.445	2.446	2.448	2.452	2.459	2.480	2.516	2.593	2.833	3.179
1000	2.478	2.478	2.481	2.484	2.490	2.508	2.540	2.606	2.812	3.113
1100	2.540	2.541	2.543	2.545	2.550	2.564	2.59	2.64	2.80	3.03
1200	2.599	2.599	2.601	2.603	2.606	2.618	2.64	2.68	2.80	2.98
1300	2.653	2.654	2.655	2.656	2.660	2.669	2.68	2.72	2.81	2.96
1400	2.704	2.704	2.705	2.706	2.709	2.717	2.73	2.76	2.83	2.96
1500	2.750	2.750	2.751	2.752	2.754	2.761	2.77	2.79	2.86	2.96
1600	2.792	2.792	2.793	2.794	2.796	2.801	2.81	2.83	2.88	2.97
1700	2.831	2.831	2.832	2.833	2.834	2.839	2.85	2.86	2.91	2.98
1800	2.867	2.867	2.868	2.868	2.870	2.874	2.88	2.89	2.93	3.00
1900	2.901	2.901	2.901	2.902	2.903	2.907	2.91	2.92	2.96	3.01
2000	2.931	2.931	2.932	2.933	2.934	2.937	2.94	2.95	2.98	3.03

Lampiran 10*Thermophysical Properties of Superheated Steam(Absolute Viscosity)*

P (bar)	t (°C)										
	0	25	50	75	100	150	200	250	300	350	375
1	1792	890.8	547.1	378.4	12.28	14.19	16.18	18.22	20.29	22.37	23.41
5	1791	890.7	547.1	378.5	282.4	182.0	16.07	18.15	20.25	22.35	23.39
10	1790	890.6	547.2	378.6	282.6	182.1	15.93	18.07	20.20	22.32	23.37
25	1786	890.3	547.5	379.0	283.0	182.5	133.9	17.83	20.06	22.24	23.32
50	1780	889.8	547.9	379.6	283.6	183.2	134.5	106.1	19.86	22.15	23.27
75	1775	889.3	548.3	380.2	284.3	183.8	135.1	106.8	19.74	22.13	23.28
100	1769	888.9	548.7	380.9	284.9	184.4	135.7	107.5	86.42	22.18	23.35
125	1764	888.5	549.1	381.5	285.6	185.1	136.3	108.2	87.40	22.39	23.52
150	1759	888.1	549.5	382.1	286.3	185.7	136.9	108.8	88.32	22.91	23.84
175	1754	887.7	550.0	382.7	286.9	186.3	137.5	109.5	89.21	66.85	24.45
200	1749	887.4	550.4	383.4	287.6	186.9	138.1	110.1	90.06	69.21	25.79
225	1744	887.1	550.9	384.0	288.2	187.6	138.7	110.7	90.88	71.10	47.65
250	1739	886.8	551.3	384.6	288.9	188.2	139.3	111.4	91.67	72.71	58.09
275	1735	886.6	551.8	385.2	289.5	188.8	139.9	112.0	92.43	74.14	61.87
300	1731	886.4	552.3	385.9	290.2	189.4	140.5	112.6	93.18	75.43	64.49
350	1722	886.0	553.3	387.2	291.5	190.6	141.6	113.8	94.61	77.71	68.31
400	1714	885.8	554.3	388.4	292.8	191.8	142.8	114.9	95.98	79.72	71.21
450	1707	885.6	555.3	389.7	294.2	193.1	143.9	116.1	97.28	81.52	73.61
500	1700	885.5	556.4	391.0	295.5	194.3	145.0	117.2	98.55	83.19	75.70
550	1694	885.6	557.5	392.3	296.8	195.5	146.1	118.3	99.76	84.73	77.57
600	1687	885.7	558.6	393.6	298.1	196.7	147.2	119.4	100.9	86.19	79.27
650	1682	885.9	559.7	395.0	299.4	197.9	148.3	120.4	102.1	87.57	80.85
700	1676	886.2	560.9	396.3	300.8	199.0	149.3	121.5	103.2	88.88	82.33
800	1667	887.1	563.3	399.0	303.4	201.4	151.5	123.5	105.4	91.35	85.05
900	1659	888.3	565.8	401.7	306.1	203.8	153.6	125.5	107.4	93.65	87.54
1000	1653	889.9	568.4	404.4	308.7	206.1	155.6	127.5	109.4	95.82	89.84
	400	425	450	475	500	550	600	650	700	750	800
1	24.45	25.49	26.52	27.55	28.57	30.61	32.61	34.60	36.55	38.48	40.38
5	24.44	25.48	26.52	27.55	28.58	30.62	32.63	34.61	36.57	38.50	40.39
10	24.42	25.47	26.52	27.55	28.58	30.63	32.64	34.63	36.59	38.52	40.42
25	24.39	25.46	26.52	27.57	28.61	30.67	32.70	34.70	36.66	38.59	40.50
50	24.38	25.47	26.55	27.62	28.67	30.76	32.81	34.82	36.79	38.73	40.63
75	24.40	25.52	26.61	27.70	28.77	30.87	32.93	34.95	36.93	38.88	40.78
100	24.49	25.62	26.72	27.82	28.89	31.01	33.09	35.11	37.09	39.04	40.94
125	24.65	25.77	26.88	27.98	29.06	31.18	33.26	35.28	37.27	39.21	41.11
150	24.91	26.01	27.10	28.19	29.27	31.38	33.45	35.48	37.46	39.39	41.29
175	25.32	26.34	27.39	28.46	29.52	31.62	33.68	35.69	37.66	39.59	41.48
200	25.96	26.80	27.77	28.79	29.82	31.89	33.92	35.93	37.88	39.80	41.68
225	27.03	27.44	28.26	29.20	30.18	32.19	34.20	36.18	38.12	40.03	41.89
250	29.00	28.36	28.89	29.70	30.61	32.54	34.50	36.45	38.38	40.26	42.11
275	33.73	29.70	29.71	30.32	31.12	32.93	34.84	36.75	38.64	40.51	42.35
300	43.83	31.73	30.78	31.06	31.71	33.37	35.20	37.07	38.93	40.77	42.59
350	55.78	39.35	33.97	33.06	33.19	34.40	36.02	37.77	39.55	41.33	43.10
400	61.29	48.69	39.05	35.92	35.16	35.65	36.98	38.56	40.24	41.94	43.65
450	65.01	55.07	45.22	39.72	37.68	37.15	38.07	39.44	40.98	42.60	44.24
500	67.89	59.44	50.71	44.08	40.70	38.88	39.30	40.41	41.79	43.30	44.85
550	70.30	62.76	55.06	48.36	44.02	40.84	40.65	41.45	42.65	44.03	45.50
600	72.40	65.46	58.52	52.16	47.37	42.96	42.12	42.57	43.57	44.81	46.17
650	74.28	67.76	61.36	55.40	50.53	45.18	43.67	43.75	44.52	45.61	46.87
700	75.98	69.79	63.79	58.18	53.38	47.41	45.28	44.98	45.51	46.44	47.58
800	79.04	73.28	67.81	62.72	58.20	51.70	48.55	47.52	47.55	48.15	49.04
900	81.75	76.27	71.11	66.35	62.09	55.51	51.73	50.06	49.62	49.88	50.52
1000	84.22	78.92	73.97	69.42	65.32	58.80	54.66	52.50	51.65	51.58	51.98

Lampiran 11Thermophysical Properties of Superheated Steam

(Thermal Conductivity)

P (bar)	t (°C)										
	0	25	50	75	100	150	200	250	300	350	375
1	561.0	607.2	643.6	666.8	25.08	28.85	33.28	38.17	43.42	48.96	51.83
5	561.3	607.4	643.7	667.0	679.3	682.1	34.93	39.18	44.09	49.44	52.25
10	561.5	607.6	644.0	667.2	679.6	682.4	37.21	40.51	44.95	50.06	52.79
25	562.4	608.3	644.7	668.0	680.4	683.4	664.2	45.16	47.82	52.06	54.53
50	563.7	609.4	645.8	669.2	681.8	685.1	666.4	622.7	53.86	55.99	57.87
75	565.1	610.5	647.0	670.5	683.2	686.8	668.6	625.9	63.11	61.06	62.00
100	566.5	611.7	648.2	671.7	684.5	688.5	670.7	629.0	550.9	68.10	67.35
125	567.9	612.8	649.3	673.0	685.9	690.2	672.8	632.0	556.5	79.15	74.68
150	569.3	613.9	650.5	674.2	687.2	691.8	674.9	635.0	561.8	100.9	85.54
175	570.6	615.1	651.6	675.5	688.6	693.5	677.0	637.9	566.8	452.5	103.7
200	572.0	616.2	652.8	676.7	690.0	695.1	679.1	640.8	571.6	463.3	142.3
225	573.4	617.3	654.0	678.0	691.3	696.8	681.2	643.6	576.2	472.8	441.5
250	574.8	618.5	655.1	679.2	692.7	698.4	683.2	646.3	580.7	481.4	411.4
275	576.1	619.6	656.3	680.4	694.0	700.1	685.3	649.1	585.0	489.1	425.8
300	577.5	620.8	657.4	681.7	695.3	701.7	687.3	651.8	589.1	496.3	438.0
350	580.2	623.0	659.8	684.1	698.0	704.9	691.3	657.0	597.1	509.3	457.5
400	582.9	625.3	662.1	686.6	700.7	708.2	695.3	662.2	604.6	521.0	473.2
450	585.5	627.5	664.4	689.1	703.3	711.4	699.3	667.2	611.7	531.8	486.6
500	588.1	629.8	666.7	691.5	706.0	714.6	703.2	672.1	618.5	541.7	498.5
550	590.7	632.0	668.9	693.9	708.6	717.7	707.0	676.9	625.1	551.0	509.4
600	593.3	634.2	671.2	696.3	711.2	720.9	710.9	681.6	631.3	559.7	519.4
650	595.8	636.4	673.5	698.7	713.8	724.0	714.7	686.3	637.4	568.0	528.8
700	598.3	638.6	675.7	701.1	716.4	727.2	718.5	690.8	643.2	575.9	537.7
800	603.1	642.9	680.2	705.9	721.5	733.4	726.0	699.8	654.5	590.6	554.1
900	607.8	647.2	684.6	710.5	726.6	739.5	733.4	708.6	665.1	604.2	569.1
1000	612.2	651.3	688.9	715.2	731.6	745.6	740.7	717.2	675.4	616.8	583.0
	400	425	450	475	500	550	600	650	700	750	800
1	54.76	57.74	60.77	63.85	66.97	73.35	79.89	86.57	93.37	100.3	107.3
5	55.13	58.08	61.08	64.14	67.25	73.61	80.13	86.80	93.59	100.5	107.5
10	55.61	58.51	61.48	64.51	67.60	73.93	80.44	87.09	93.87	100.8	107.8
25	57.15	59.89	62.75	65.69	68.71	74.94	81.39	88.01	94.75	101.6	108.5
50	60.06	62.49	65.10	67.86	70.74	76.79	83.13	89.67	96.34	103.1	109.9
75	63.56	65.54	67.82	70.33	73.03	78.84	85.04	91.49	98.08	104.8	111.5
100	67.89	69.19	70.99	73.16	75.61	81.11	87.14	93.47	99.97	106.5	113.2
125	73.40	73.63	74.73	76.43	78.53	83.62	89.43	95.63	102.0	108.5	115.0
150	80.69	79.13	79.19	80.20	81.85	86.39	91.92	97.96	104.2	110.6	116.9
175	90.76	86.10	84.54	84.58	85.61	89.45	94.63	100.47	106.6	112.8	119.0
200	105.5	95.12	91.04	89.70	89.89	92.81	97.57	103.2	109.1	115.2	121.2
225	128.6	107.1	99.01	95.70	94.75	96.51	100.7	106.0	111.8	117.7	123.5
250	169.3	123.2	108.8	102.7	100.3	100.6	104.1	109.1	114.6	120.3	126.0
275	249.1	145.5	121.0	111.0	106.6	105.0	107.8	112.4	117.6	123.1	128.6
300	330.1	176.3	136.0	120.6	113.7	109.8	111.7	115.8	120.7	126.0	131.3
350	384.5	259.4	176.5	144.9	130.7	120.8	120.3	123.3	127.5	132.2	137.0
400	414.0	323.3	227.6	175.8	151.6	133.5	130.0	131.5	134.8	138.8	143.1
450	435.0	363.4	276.3	211.3	176.0	147.9	140.6	140.3	142.6	145.9	149.6
500	451.6	391.5	315.6	247.0	202.7	163.7	152.1	149.8	150.9	153.4	156.4
550	465.5	412.8	346.5	279.6	229.7	180.6	164.3	159.8	159.6	161.2	163.4
600	477.7	430.0	371.2	308.0	255.6	198.0	177.0	170.1	168.5	169.1	170.6
650	488.6	444.5	391.4	332.5	279.6	215.4	189.9	180.6	177.6	177.2	177.9
700	498.7	457.1	408.5	353.6	301.5	232.4	202.7	191.0	186.7	185.3	185.2
800	516.8	478.5	436.0	388.0	339.1	264.5	227.5	211.5	204.4	201.1	199.6
900	533.1	496.6	457.9	414.9	369.8	293.5	250.6	230.6	221.1	216.1	213.1
1000	548.0	512.7	476.3	436.9	395.1	319.3	271.8	248.0	236.2	229.7	225.5

Lampiran 12*Thermophysical Properties Of Superheated Steam*
(*Prandlt Number*)

P (bar)	t (°C)										
	0	25	50	75	100	150	200	250	300	350	375
1	13.50	6.137	3.555	2.378	1.000	0.974	0.960	0.950	0.941	0.932	0.928
5	13.48	6.133	3.553	2.377	1.753	1.151	0.984	0.964	0.950	0.939	0.934
10	13.46	6.128	3.551	2.377	1.752	1.150	1.028	0.987	0.965	0.949	0.942
25	13.39	6.113	3.546	2.374	1.751	1.150	0.903	1.096	1.021	0.982	0.969
50	13.27	6.088	3.538	2.371	1.750	1.149	0.902	0.825	1.173	1.057	1.025
75	13.15	6.063	3.529	2.367	1.748	1.143	0.900	0.821	1.466	1.162	1.098
100	13.04	6.039	3.521	2.364	1.746	1.147	0.899	0.817	0.890	1.312	1.191
125	12.93	6.015	3.513	2.360	1.744	1.146	0.897	0.813	0.874	1.545	1.314
150	12.83	5.992	3.505	2.357	1.743	1.145	0.896	0.810	0.860	2.006	1.484
175	12.73	5.970	3.497	2.354	1.741	1.145	0.895	0.806	0.848	1.379	1.753
200	12.63	5.947	3.490	2.350	1.740	1.144	0.894	0.803	0.837	1.216	2.353
225	12.53	5.926	3.482	2.347	1.738	1.143	0.892	0.800	0.827	1.121	8.125
250	12.43	5.904	3.475	2.344	1.736	1.142	0.891	0.798	0.818	1.057	1.937
275	12.34	5.883	3.467	2.341	1.735	1.142	0.890	0.795	0.810	1.009	1.485
300	12.25	5.863	3.460	2.338	1.733	1.141	0.889	0.793	0.803	0.973	1.291
350	12.08	5.823	3.446	2.332	1.731	1.140	0.887	0.788	0.790	0.919	1.103
400	11.92	5.785	3.433	2.326	1.728	1.138	0.885	0.784	0.779	0.880	1.005
450	11.77	5.748	3.420	2.321	1.725	1.137	0.883	0.780	0.769	0.850	0.943
500	11.62	5.713	3.407	2.315	1.723	1.136	0.882	0.777	0.761	0.827	0.899
550	11.48	5.680	3.395	2.310	1.721	1.135	0.880	0.773	0.753	0.807	0.866
600	11.36	5.648	3.384	2.305	1.718	1.134	0.879	0.770	0.747	0.791	0.840
650	11.23	5.617	3.372	2.301	1.716	1.134	0.878	0.768	0.741	0.777	0.818
700	11.12	5.588	3.362	2.296	1.714	1.133	0.876	0.765	0.735	0.765	0.800
800	10.91	5.533	3.342	2.288	1.711	1.131	0.874	0.761	0.726	0.745	0.772
900	10.72	5.483	3.324	2.280	1.707	1.130	0.872	0.757	0.718	0.730	0.750
1000	10.55	5.439	3.307	2.273	1.704	1.129	0.870	0.753	0.712	0.717	0.733
	400	425	450	475	500	550	600	650	700	750	800
1	0.924	0.921	0.917	0.914	0.911	0.905	0.899	0.894	0.890	0.886	0.882
5	0.929	0.925	0.921	0.917	0.913	0.907	0.901	0.895	0.891	0.886	0.882
10	0.936	0.931	0.926	0.921	0.917	0.909	0.902	0.897	0.891	0.887	0.883
25	0.958	0.949	0.941	0.934	0.928	0.917	0.908	0.900	0.894	0.889	0.884
50	1.002	0.983	0.969	0.957	0.946	0.929	0.916	0.906	0.898	0.891	0.886
75	1.055	1.024	1.000	0.982	0.966	0.943	0.925	0.911	0.901	0.894	0.888
100	1.118	1.070	1.035	1.008	0.988	0.956	0.933	0.917	0.904	0.895	0.889
125	1.195	1.123	1.073	1.038	1.010	0.970	0.942	0.921	0.907	0.896	0.889
150	1.290	1.183	1.116	1.069	1.034	0.984	0.950	0.926	0.909	0.897	0.889
175	1.408	1.253	1.163	1.102	1.059	0.998	0.958	0.930	0.911	0.898	0.889
200	1.568	1.336	1.215	1.138	1.085	1.013	0.966	0.934	0.912	0.897	0.888
225	1.812	1.436	1.273	1.177	1.112	1.027	0.974	0.937	0.913	0.897	0.887
250	2.273	1.564	1.339	1.219	1.141	1.042	0.981	0.941	0.914	0.896	0.885
275	3.363	1.737	1.416	1.264	1.171	1.057	0.988	0.944	0.914	0.895	0.883
300	3.329	1.979	1.506	1.314	1.203	1.073	0.996	0.946	0.914	0.894	0.881
350	1.693	2.415	1.729	1.427	1.272	1.104	1.010	0.951	0.914	0.890	0.876
400	1.290	1.922	1.900	1.548	1.345	1.135	1.023	0.955	0.912	0.886	0.871
450	1.118	1.479	1.791	1.627	1.413	1.167	1.037	0.959	0.911	0.882	0.865
500	1.021	1.245	1.542	1.601	1.454	1.195	1.049	0.962	0.909	0.877	0.858
550	0.957	1.109	1.335	1.488	1.447	1.213	1.061	0.965	0.907	0.872	0.852
600	0.911	1.022	1.190	1.354	1.396	1.231	1.071	0.968	0.905	0.868	0.846
650	0.876	0.962	1.089	1.235	1.320	1.231	1.078	0.971	0.904	0.864	0.841
700	0.849	0.917	1.016	1.140	1.238	1.219	1.083	0.974	0.903	0.860	0.836
800	0.808	0.855	0.919	1.005	1.096	1.164	1.079	0.977	0.903	0.855	0.828
900	0.778	0.813	0.859	0.920	0.992	1.091	1.060	0.976	0.903	0.853	0.823
1000	0.755	0.782	0.817	0.863	0.919	1.020	1.030	0.970	0.903	0.853	0.821

Lanjutan

11	Hexanes (C ₆ H ₁₄)	86,172	0,029	2,49899	0,14425	11650	16,8056 8
12	Benzene (C ₆ H ₆)	78,018				10100	
13	Toluene (C ₇ H ₈)	92,134				10280	
14	Xylene (C ₈ H ₁₀)	106,16				10350	
15	Sulphur	32,06				2210	
16	Moisture Content	18,016					
17	Oxygen	32					
				1732,34346	100		12623,8 7683

High Heating Value
(labor) 1041,0717 BTU/Real
CF

High Heating Value 12623,87683 kCal/kg

Specific Weight of
Fuel 0,59809 kg/Nm³

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Gresik pada tanggal 03 Desember 1993, dari pasangan Bapak Harjo dan Min Soufah. Penulis merupakan anak kedua dari empat bersaudara. Jenjang pendidikan di tempuh adalah TK Bustanul Atfal Weru, SD Negeri 1 Weru, SMP Negeri 3 Sidayu, SMA Negeri 1 Sidayu.

Pada tahun 2012 penulis mengikuti ujian masuk Diploma III ITS kelas Reguler dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D III Teknik Mesin Kelas Reguler, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2112 030 023. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil tugas akhir dibidang yang sama.

Selama kuliah, penulis mengikuti berbagai pelatihan *leadership*, organisasi dan pelatihan lain, diantaranya pelatihan ESQ, pelatihan PKTI HMDM FTI-ITS. Pelatihan kepemimpinan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain : LKMM Pra-TD FTI-ITS, LKMM TD FTI ITS. Organisasi yang pernah diikuti, antara lain : Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin (Departemen Kominfo HMDM FTI ITS 2014-2015), selain itu, penulis juga meluangkan waktu untuk bergabung dalam FORMASI Surabaya (Forum Mahasiswa SMA Sidayu) dan PPU pada PEMILU ITS 2013 .

Alamat email : haniffarras@gmail.com